SÉRIE
DE LA GESTION
DE L'ÉNERGIE

10

À L'INTENTION
DES INDUSTRIES,
COMMERCES
ET INSTITUTIONS

Chauffage, ventilation et conditionnement d'air

PRÉFACE

L'art et la science de la gestion de l'énergie ont accompli des progrès remarquables au cours de la dernière décennie. La gestion de l'énergie est devenue une discipline sérieuse dans le cadre du processus de gestion de la plupart des entreprises qui connaissent le succès.

D'abord, au début des années 70, on a mis sur pied des programmes d'économie d'énergie afin de réduire la menace de pénurie d'énergie que pesait sur le Canada, de même que la dépendance du pays à l'endroit du pétrole étranger. Toutefois, la hausse vertigineuse des prix n'a pas tardé à donner une signification nouvelle à l'expression «économie d'énergie»: réduire le coût de l'énergie.

Nombre d'industries, de commerces et d'organismes publics ont relevé le défi et abaissé les coûts d'énergie jusque dans une proportion de 50%. On est ainsi arrivé à utiliser l'énergie de façon rationnelle, grâce à des mesures telles que des programmes d'information à l'intention du personnel, des moyens d'entretien plus à point, la simple élimination du gaspillage, et en mettant de l'avant des projets aptes à moderniser ou améliorer les installations et l'équipement.

Pour en arriver maintenant à économiser d'avantage l'énergie, il importe de mieux connaître la technologie et ses applications en plus d'avoir recours à des appareils à haut rendement énergétique.

À la demande du Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne, du Programme des groupes de travail sur la gestion de l'énergie dans les secteurs commercial et institutionnel, et d'associations professionnelles et commerciales intéressées, la Division de l'énergie industrielle du ministère de l'Énergie, des Mines et des Ressources a élaboré une série de modules techniques portant sur la gestion de l'énergie.

Ces manuels aideront les gestionnaires et le personnel d'exploitation à découvrir les possibilités de gestion de l'énergie dans leur cadre de travail. On y trouve une quantité de renseignements pratiques, notamment des équations mathématiques, des renseignements généraux sur des techniques éprouvées, ainsi que des exemples concrets d'économie d'énergie.

Pour obtenir de plus amples renseignements concernant les modules figurant dans la liste qui suit ou la documentation utilisée dans le cadre des ateliers, y compris les études de cas, veuillez écrire à l'adresse suivante:

La Division de la gestion de l'énergie dans les
entreprises et dans le secteur gouvernemental
Direction des économies d'énergie
Énergie, Mines et Ressources Canada
580, rue Booth
Ottawa (Ontario)
K1A 0E4

Gestion de l'énergie et participation des employés
Évaluation de la consommation
Analyse financière énergétique
Comptabilité de la gestion énergétique
Récupération de la chaleur perdue
1 Isolation thermique des équipements
2 Éclairage
3 Électricité
4 Moteurs électriques économiseurs d'énergie
5 Combustion
6 Appareillage de chaufferie
7 Fours, sécheurs et fours de cuisson
8 Réseaux de vapeur et de condensat
9 Chauffage et refroidissement (vapeur et eau)
10 Chauffage, ventilation et conditionnement d'air
11 Refroidissement et pompes à chaleur
12 Réseaux de distribution d'eau et d'air comprimé
13 Ventilateurs et pompes
14 Compresseurs et turbines
15 Mesures et contrôle
16 Régulation automatique
17 Manutention des matériaux et transport sur place
18 Point de vue architectural
19 Accumulation thermique
20 Guide de planification et de gestion

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1987

En vente au Canada par l'entremise des

Librairies associées
et autres libraires

ou par la poste auprès du

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Canada) K1A 0S9

N° de catalogue M91-6/10F
ISBN 0-662-93332-X

au Canada: $12.75
à l'étranger: $15.30

Prix sujet à changement sans préavis

Tous droits réservés. On ne peut reproduire aucune partie du présent ouvrage, sous quelque forme ou par quelque procédé que ce soit (électronique, mécanique, photographique) ni en faire un enregistrement sur support magnétique ou autre pour fins de dépistage ou après diffusion, sans autorisation écrite préalable des Services d'édition, Centre d'édition du gouvernement du Canada, Ottawa, Canada K1A 0S9.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
Objectif	1
Contenu	1
NOTIONS DE BASE	3
But des systèmes de conditionnement d'air	3
Consommation énergétique des systèmes de conditionnement d'air	3
Perte et gain de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment	3
Perte et gain de chaleur par infiltration	6
Chauffage et refroidissement de l'air de ventilation	11
Refroidissement requis par les gains de chaleur interne	11
Puissance électro-motrice: ventilateur/pompe	14
Systèmes de chauffage	15
Chauffage à eau chaude	15
Chauffage à la vapeur	20
Chauffage électrique	21
Chauffage à air pulsé	22
Chauffage solaire	22
Systèmes de conditionnement d'air central	23
Système de conditionnement d'air monozone	23
Système de conditionnement d'air à réchauffage terminal	24
Système de conditionnement d'air à débit variable	24
Système de réchauffage à débit d'air variable	24
Système de conditionnement d'air multizone	25
Système de conditionnement d'air à double gaine	26
Système à débit d'air variable à double gaine	27
Systèmes autonomes monoblocs	27
Ventilo-convecteur	27
Système de conditionnement d'air autonome	29
Pompe thermique autonome	29
Systèmes de conditionnement d'air à induction	30
Panneaux de chauffage et de refroidissement	30
Régulation et distribution de l'air	31
Normes de confort	31
Normes de santé	32
Diffustion et stratification	32
Analyse énergétique	33
Résumé	33

APPAREILLAGE 35

Chaudières et générateurs de chaleur 35
Chaudières 35
Générateurs de chaleur 35

Réfrigération 36
Refroidisseurs entraînés par des moteurs électriques 36
Refroidisseurs à absorption 36

Capteurs solaires 36
Capteurs plats 36
Capteurs à concentration 37

Échangeurs de chaleur 38
Vapeur-eau 38
Eau-eau 39

Corps de chauffe 40
Convecteurs 40
Ventilo-convecteurs 40
Aérothermes 40
Radiateurs 42
Radiateurs en fonte 44

Systèmes centrals de conditionnement d'air 44
Système de traitement d'air monogaine 44
Système de traitement d'air à double gaine 45
Système de traitement d'air multizone 46
Registres 46
Serpentins de chauffage 47
Serpentins de refroidissement 48
Générateurs de chaleur (fournaises) à combustion indirecte 49
Filtres 50
Humidificateurs 51
Ventilateurs 52
Dispositifs à débit d'air variable 53
Échangeurs de chaleur air-air 54

Appareillage autonome 55
Ventilo-convecteurs de chauffage et de refroidissement 55
Conditionneurs d'air autonomes 56

Systèmes à induction 57
Dispositifs terminaux à induction 57
Conditionneurs d'air pour systèmes à induction 57

Dispositifs de diffusion d'air 58
Diffuseurs et grilles 58
Dispositifs de déstratification 59

Systèmes d'extraction 59
Cabines de confinement et hottes d'extraction 59
Dispositifs de traitement d'air évacué 60

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 63

Possibilités de maintenance 63

Exemples concrets de maintenance 64
1. Fuites de registres d'air extérieur 64
2. Entretien des entraînements de moteurs 64
3. Remplacement des filtres 64
4. Arrêt du système d'extraction 64
5. Fermeture des lumières 64
6. Ajustement des appareils de régulation 64
7. Isolation des tuyaux et des gaines 65
8. Fuites de gaines 65
9. Propreté des surfaces de l'échangeur de chaleur 65
10. Affectation de sections pour fumeurs 65
11. Réglage des thermostats 65
12. Débits d'air 65
13. Programme de maintenance planifié 65
14. Séminaires sur les économies d'énergie 66

Possibilités d'amélioration de coût modique 66

Exemples concrets d'amélioration de coût modique 66
1. Arrêt du système du conditionnement d'air 66
2. Arrêt de la pompe 67
3. Économiseur 67
4. Abaissement nocturne 67
5. Vannes de régulation sur les corps de chauffe périmétriques 67
6. Joints de registres 68
7. Arrêt du débit du fluide caloporteur 68
8. Synchronisation des régulateurs de chauffage et de refroidissement 68
9. Sélecteurs de demande sur les systèmes à réchauffage terminal 69
10. Sélecteurs de demande sur les systèmes à double gaine 69
11. Réduction des besoins en air extérieur 69
12. Réduction des gains de chaleur interne 70
13. Ventilateurs de déstratification 70
14. Réduction des chutes de pression pour fins d'économie 71

Possibilités de rénovation 71

Exemples concrets de rénovation 72
1. Récupération de la chaleur de l'air évacue 72
2. Traitement de l'air pour réduire la quantité d'air extérieur 73
3. Traitement de l'air évacué pour fins de recyclage 73
4. Réduction des débits d'air 73
5. Ajout d'un système de conditionnement d'air local 73
6. Ajout d'un système à débit d'air variable au système de réchauffage terminal 74
7. Amélioration de l'isolation de la tuyauterie 75
8. Isolation des gaines 75
9. Installation de refroidisseurs de récupération de chaleur 75
10. Emploi additionnel du refroidisseur de récupération de chaleur 76
11. Régulation de la ventilation du garage selon le niveau de monoxyde de carbone 76
12. Installation d'un système de gestion de l'énergie informatisé 76
13. Installation de pulvérisateurs d'eau sur le toit 76

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail

INTRODUCTION

Objectif

Pendant des siècles, les constructions ont essentiellement servi d'abri à leurs occupants contre les intempéries. La régulation des conditions environnementales internes dépendait principalement des feux de foyer pour la chaleur et de la circulation naturelle de l'air pour la ventilation.

La nouvelle technologie du vingtième siècle a permis la mise au point de systèmes de conditionnement d'air capables de maintenir des conditions environnementales internes parfaitement réglées. Fondés sur une énergie apparemment abondante et peu coûteuse, les systèmes ont été conçus pour satisfaire à une vaste gamme de demandes, sans soucis pour leur rendement énergétique.

La technologie actuelle a permis de démontrer que les systèmes de conditionnement d'air peuvent fournir un environnement sûr, salubre et agréable, et consommer peu d'énergie.

D'importantes économies peuvent être réalisées en appliquant la technologie actuelle à la gestion de l'énergie dans les bâtiments déjà existants. Même à l'intérieur de bâtiments nouvellement construits, un personnel d'exploitation parfaitement au courant des systèmes et de leurs fonctions peut découvrir d'importantes *Possibilités de gestion de l'énergie*.

L'objectif du présent module, destiné à venir en aide aux propriétaires de bâtiment et aux personnels d'exploitation, peut se résumer comme suit:

- Expliquer le but et le fonctionnement des systèmes de conditionnement d'air.
- Décrire divers types de systèmes.
- Exposer des méthodes de calcul servant à déterminer la consommation énergétique approximative des systèmes.
- Exposer des méthodes de calcul de possibilités d'économies d'énergie.
- Mettre à la disposition des usagers un jeu de feuilles de travail pouvant être utilisées pour établir le potentiel d'économies d'énergie et d'argent.
- Donner une liste de *possibilités de gestion de l'énergie* typiques.

Le lecteur doit bien comprendre que le présent manuel n'est qu'un manuel de référence. Il renferme des renseignements et des outils de calcul pouvant servir à déterminer les possibilités de gestion de l'énergie et à évaluer les possibilités d'économies d'énergie et de coûts.

Contenu

Le présent module comprend les trois chapitres suivants.

Le chapitre *Notions de base* décrit les principes de base des systèmes de conditionnement d'air et fournit des équations simplifiées pour évaluer les besoins énergétiques. On y trouve également des schémas qui illustrent les principes en question ainsi que des exemples concrets qui démontrent l'application des équations.

Le chapitre *Appareillage* décrit les appareils de base des systèmes et étudie leurs caractéristiques quant à la consommation d'énergie.

Le chapitre *Possibilités de gestion de l'énergie* fournit une liste de possibilités d'économies d'énergie à examiner. Les feuilles de travail et les équations de base exposent des méthodes de calcul relatives aux possibilités d'économies d'énergie et d'argent ainsi qu'aux périodes de rentabilité des mises de fonds.

NOTIONS DE BASE

But des systèmes de conditionnement d'air

Un système de conditionnement d'air a pour but de satisfaire aux demandes de chauffage, de ventilation et de climatisation d'un bâtiment suivant une gamme de conditions environnementales spécifiques à l'emplacement du bâtiment. Un système doit pouvoir faire face à la valeur maximale de chacune de ces demandes. Le degré à partir duquel un système de conditionnement d'air ne satisfait plus à la demande et chauffe, refroidit ou ventile trop l'intérieur d'un bâtiment, détermine la quantité d'énergie gaspillée.

Certains systèmes peuvent avoir un ou plusieurs buts.

- Maintenir un certain *confort* en réglant la température et l'humidité dans les limites acceptables.
- Maintenir la *qualité de l'air* dans les limites acceptables en contrôlant les odeurs ainsi que la teneur en gaz carbonique et en oxygène.
- Purifier *l'air contaminé* par les procédés et les occupants.
- Éliminer les *gains de chaleur interne* produits par les procédés, les appareils de service et les occupants.
- Assurer une *régulation spéciale de l'air* dans les locaux abritant de l'équipement et des procédés spéciaux.

Consommation énergétique des systèmes de conditionnement d'air

Les points suivants influent sur la consommation énergétique des systèmes de conditionnement d'air.

- Les pertes et gains de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment.
- Les pertes et gains de chaleur causés par l'infiltration de l'air extérieur et l'exfiltration de l'air intérieur.
- Le chauffage et le refroidissement de l'air de ventilation.
- La quantité de chaleur produite par les sources internes.
- Le gain de chaleur du ventilateur assurant la circulation de l'air conditionné.
- Le gain de chaleur de la pompe assurant la circulation du liquide de chauffage et de refroidissement.
- Les pertes causées par le système de distribution

L'échange thermique dans les systèmes se divise généralement en deux catégories.

- La *chaleur sensible* qui est la quantité de chaleur nécessaire pour augmenter ou abaisser la température d'une substance telle que l'air ou l'eau.
- La *chaleur latente* qui est la quantité de chaleur nécessaire pour le changement d'état d'une substance, tel que la conversion de la glace en eau (chaleur latente de fusion) ou de l'eau en vapeur (chaleur latente de vaporisation).

Le conditionnement d'air d'un bâtiment implique un échange de chaleur sensible pour régler la température ambiante, et un échange de chaleur latente pour accroître ou diminuer la teneur en vapeur d'eau et régler ainsi l'humidité.

Perte et gain de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment

La perte de chaleur par temps froid à travers les composants du toit, des murs et du plancher d'un bâtiment est principalement fonction de la différence de température et de la conductibilité thermique de chaque composant.

La transmission de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$Q = A \times U \times (T1 - T2) \times 3{,}6$$

où Q = flux thermique (kJ/h)

A = surface du composant de l'enveloppe (m^2)

U = coefficient de transmission thermique du composant [$W/(m^2.°C)$]

T1 = température du côté exposé à la chaleur (°C)

T2 = température du côté exposé au froid (°C)

1 Wh = 3,6 kJ

Le *coefficient de transmission thermique* (U) équivaut à la chaleur transmise à travers une surface unitaire d'un corps donné, pendant une unité de temps, divisée par la différence de température ambiante de chaque côté [$W/(M^2.°C)$]. Les coefficients de transmission thermique approximatifs de divers types de composants d'édifice sont fournis à la table 1.

Le calcul des pertes de chaleur annuelles implique la totalisation des écoulements de chaleur à diverses températures extérieures. Lorsqu'un expert-conseil ou un spécialiste entreprend l'analyse de diagnostic de la consommation énergétique d'un bâtiment, il utilise habituellement un micro-ordinateur. Le présent module expose des méthodes de calcul utilisant les *degrés-jours*. Ces méthodes sont fondées sur l'hypothèse que, sur une moyenne à long terme, les gains de chaleur interne et par rayonnement solaire compensent la perte de chaleur lorsque la température extérieure quotidienne moyenne est de 18°C, et que la consommation énergétique est proportionnelle à la différence entre la température quotidienne moyenne et 18°C. La table 2 fournit les degrés-jours de chauffage moyens supérieurs et inférieurs à 18°C et sous 0°C pour certaines villes canadiennes. On peut se procurer la liste complète à la Division des services climatologiques du Service de l'environnement atmosphérique d'Environnement Canada.

Les degrés-jours inférieurs à 18°C pour plusieurs villes canadiennes sont publiés dans le Supplément du Code national du bâtiment du Canada (CNB). Les valeurs peuvent varier légèrement d'une source à une autre en raison des différentes périodes d'enregistrement et de l'emplacement spécifique des mesures sur lesquels les données sont basées.

Il est important de noter qu'une liste de degrés-jours Fahrenheit supérieurs ou inférieurs à 65°F d'une ville en particulier ne peut être comparée directement à une liste de degrés-jours Celsius supérieurs ou inférieurs à 18°C, en raison de la différence entre les deux températures de référence. 18°C est équivalent à 64,4°F et 65°F est équivalent à 18,333°C. Toutefois, lorsqu'on se sert du facteur de conversion des degrés Fahrenheit en degrés Celsius, on obtient des valeurs dont la différence ne dépasse pas 5%.

L'écoulement de chaleur annuel total basé sur les degrés-jours peut être calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$AH = \frac{Q \times DD \times 24}{(T1 - T2) \times 1\,000}$$

où AH = écoulement de chaleur annuel (MJ)

Q = flux thermique maximal (kJ/h)

DD = degrés-jours supérieurs ou inférieurs à 18°C

24 = heures par jour

(T1 − T2) = différence de température pour laquelle Q a été calculé (°C)

1 000 kJ = 1 MJ

Lorsqu'on chauffe un bâtiment, la charge réelle est légèrement inférieure au flux thermique théorique à cause de la chaleur emmagasinée par l'enveloppe du bâtiment. Pour tenir compte de cet effet, un coefficient est appliqué au nombre réel d'heures par jour de l'équation. Pour évaluer les charges annuelles, on peut attribuer une valeur de 18 heures par jour pour la plupart des bâtiments.

L'équation de la charge annuelle de chauffage de l'enveloppe d'un bâtiment devient donc:

$$AH = \frac{Qh \times DDh \times 18}{(T1-T2) \times 1\,000}$$

où AH = charge annuelle de chauffage (MJ)

Qh = taux maximal de perte de chaleur (kJ/h)

DDh = degrés-jours de chauffage inférieurs à 18°C

Le coût de l'énergie pour le chauffage annuel s'obtient comme suit:

$$Coût = \frac{AH \times Cf}{HV \times Ef}$$

où Cf = coût unitaire du combustible ($/unité)

HV = pouvoir calorifique du combustible (MJ/unité)

Ef = rendement du système exprimé en fraction décimale

Le Fundamentals Handbook de l'American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) fournit une marche à suivre détaillée pour déterminer les gains de chaleur maximaux par temps chaud à travers l'enveloppe d'un bâtiment muni d'un système de conditionnement d'air. La méthode consiste à déterminer «les différences de température effective» et les gains directs à travers les fenêtres par rayonnement solaire. À cause du nombre élevé des données requises, cette méthode n'est pas exposée dans le présent module. L'emplacement du bâtiment, la clarté du ciel à cet endroit et l'angle d'exposition au soleil à divers moments du jour influent sur les résultats. La table 3 donne une liste des taux de gains de chaleur maximaux types en été pour quelques composants de bâtiment. On constate que les gains de chaleur externe maximaux surviennent à différentes périodes de la journée selon les composants et l'exposition. On constate également que les gains de chaleur estivale importants dans un bâtiment isolé pour l'hiver proviennent des fenêtres et du toit.

On peut calculer le gain annuel de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment à l'aide de l'équation suivante:

$$AC = \frac{Qc \times DDc \times 24}{(T1 - T2) \times 1\,000}$$

où AC = gain annuel de chaleur (MJ)

Qc = gain maximal de chaleur (kJ/h)

DDc = degrés-jours de refroidissement supérieurs à 18°C

T1 = température extérieure nominale (°C)

T2 = température intérieure nominale (°C)

1000 kJ = 1 MJ

L'énergie nécessaire à un système de refroidissement pour absorber le gain de chaleur varie selon le type et les dimensions du système. On peut utiliser 80 kWh/GJ comme valeur approximative de la consommation énergétique entraînée par la charge de refroidissement d'un bâtiment.

On peut obtenir plus de renseignements sur le sujet en se référant à la description détaillée du rendement d'un système de refroidissement dans le module 11.

On peut calculer le coût annuel de refroidissement à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Coût} = \frac{\text{AC x RE x coût énergétique par unité}}{1\,000}$$

où Coût = coût énergétique annuel de refroidissement ($)

RE = consommation énergétique par unité de charge de refroidissement (kWh/GJ) (si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

1 000 MJ = 1 GJ

Exemple de calcul de perte de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment

Considérez une pièce, dans un coin extérieur, sur un étage intermédiaire d'un édifice à Windsor, en Ontario.

- Dimensions de la pièce = 5 m sur 4 m
- Hauteur des murs (plancher à plancher) = 4 m
- Deux fenêtres de 4 m^2 chacune, Ag = 8 m^2
- Surface des murs brute = 36 m^2
- Surface des murs nette, Aw = 36 — 8 = 28 m^2
- Température intérieure nominale, T1 = 22°C
- Température extérieure nominale, T2 = -18°C
- Degrés-jours inférieurs à 18°C, DDh = 3 622 (table 2)
- Mur creux de maçonnerie avec 100 mm d'isolant, Uw = 0,3 W/(m^2·°C) (table 1)
- Vitre double isolante, Ug = 3,3 (table 1)

Perte de chaleur par les murs, Qw = Aw x Uw x (T1 — T2) x 3,6 = 28 x 0,3 x [22-(-18)] x 3,6 = 1 210 kJ/h

Perte de chaleur par les fenêtres, Qg = Ag x Ug x (T1 — T2) x 3,6 = 8 x 3,3 x [22-(-18)] x 3,6 = 3 802 kJ/h

Perte totale de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment = 1 210 + 3 802 = 5 012 kJ/h

$$\text{Écoulement annuel de chaleur, AH} = \frac{\text{Qh x DDh x 18}}{\text{(T1 − T2) x 1 000}} = \frac{5\,012 \text{ x } 3\,622 \text{ x } 18}{40 \text{ x } 1\,000} = 8\,169 \text{ MJ}$$

Dans le cas d'un système de chauffage au mazout n°2 dont le rendement est de 70% et le coût de combustible (Cf) est de 0,40 $/L:

Pouvoir calorifique du combustible, HV = 38,68 (MJ/L) (Annexe C)

Rendement du système, Ef = 0,70

$$\text{Coût énergétique annuel de chauffage} = \frac{\text{AH x Cf}}{\text{HV x Ef}} = \frac{8\,169 \text{ x } 0{,}40}{38{,}68 \text{ x } 0{,}70} = 121\$$$

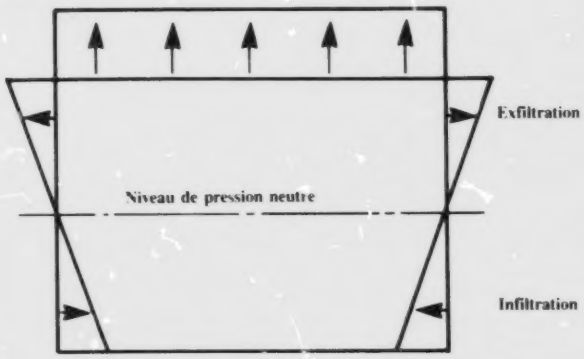
Perte et gain de chaleur par infiltration

Des fuites d'air surviennent dans tous les bâtiments en raison du *tirage* occasionné par la différence de température entre l'air intérieur et l'air extérieur ainsi que la pression du vent. Ces forces créent un écoulement d'air à travers des points de fuite tels que les encadrements de porte, les fissures autour des fenêtres, les joints entre les murs et les plafonds et les joints entre les autres composants du bâtiment. Les fuites d'air vers l'extérieur (exfiltration) se produisent lorsque la pression interne du bâtiment est supérieure à la pression extérieure. Cette fuite d'air vers l'extérieur doit être compensée par une infiltration simultanée d'air neuf à un autre endroit du bâtiment.

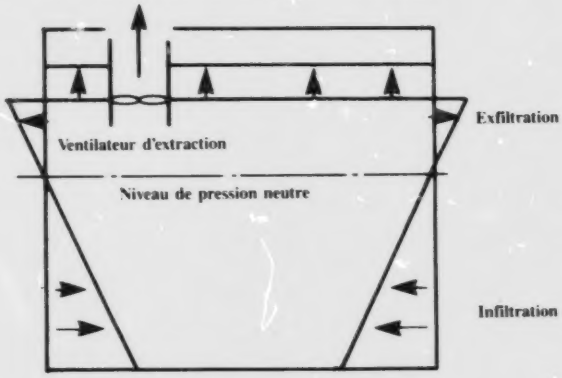
Dans les bâtiments à plusieurs étages, l'effet de cheminée entraîne des infiltrations aux étages inférieurs et des exfiltrations aux étages supérieurs. Une zone de pression neutre survient au niveau de croisement. La figure 1 illustre bien ce phénomène.

Dans certains bâtiments, la quantité d'air de soufflage et d'appoint requise pour remplacer l'air extrait par les sorties d'air dépend des infiltrations naturelles par les points de fuite et les fenêtres non scellées. Par temps froid, alors que les fenêtres sont fermées, le fonctionnement des systèmes d'extraction crée une pression négative à l'intérieur du bâtiment. Cette pression accroît le taux d'infiltration aux points de fuite et entraîne souvent des courants d'air froid aux points de fuite maximale ainsi que la détérioration par condensation des composants du bâtiment. Cette condition se manifeste aussi par l'infiltration d'air glacé lorsqu'on ouvre les portes donnant sur l'extérieur. La figure 2 illustre les pressions créées par l'effet de cheminée combiné aux sorties d'air mécaniques.

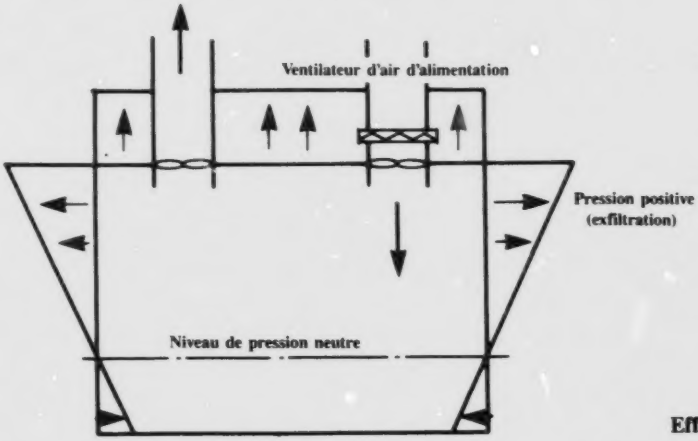
Certains bâtiments sont équipés d'un système d'air d'appoint fournissant de l'air neuf chauffé pour remplacer l'air extrait et maintenir une pression positive dans le bâtiment. La pression positive accroît le niveau de confort en réduisant les infiltrations occasionnées par le tirage et l'action du vent (figure 3). Lorsqu'il n'y a pas de système d'air d'appoint, ce sont les systèmes de conditionnement d'air locaux qui doivent assumer la charge supplémentaire. Un système d'air d'appoint qui fonctionne à partir d'un point central offre la possibilité de récupérer la chaleur de l'air extrait.



Effet de cheminée
Figure 1



Effet de cheminée avec sortie d'air mécanique
Figure 2



Effet de cheminée avec système d'air d'appoint
Figure 3

Le Fundamentals Handbook de l'ASHRAE propose plusieurs méthodes de calcul du taux d'infiltration. Le sujet est également traité au module 18, Systèmes à vapeur et à condensat. On peut obtenir une approximation en déterminant le nombre de renouvellements d'air par heure fondé sur des données relatives à diverses expositions et configurations de bâtiment. Des valeurs typiques sont données à la table 4.

L'écoulement d'air approximatif par infiltration et exfiltration s'obtient à l'aide de l'équation suivante:

$$fa = \frac{V \times CH}{3{,}6}$$

où fa = débit d'air (L/s)

V = volume de la pièce (m^3)

CH = renouvellements d'air par heure

$$3{,}6 = \frac{3\,600 \text{ s/h}}{1\,000 \text{ L/m}^3}$$

Pour calculer les énergies, on part du principe que l'air infiltré est conditionné aux niveaux d'humidité et de température de calcul du bâtiment.

L'équation suivante permet d'obtenir une approximation de l'échange de chaleur *sensible* avec l'air infiltré:

$$Qs = fa \times (T1 - T2) \times 4{,}345$$

où Qs = flux de chaleur sensible (kJ/h)

fa = débit d'air (L/s)

T1 = température maximale (°C)

T2 = température minimale (°C)

4,345 = facteur de conversion tenant compte de la chaleur spécifique de l'air sec.

Même si le facteur 4,345 augmente légèrement lorsque l'air contient de la vapeur d'eau, sa valeur est suffisamment précise pour ces calculs.

Pour une charge de chauffage, on obtient la valeur de la chaleur sensible annuelle à l'aide de l'équation suivante:

$$AHs = \frac{Qs \times DDh \times 24}{(T1 - T2) \times 1000}$$

où AHs = énergie thermique sensible annuelle (MJ)

DDh = degrés-jours de chauffage annuels inférieurs à 18°C

1000 kJ = 1 MJ

L'équation suivante permet d'obtenir une approximation de l'échange de chaleur latente avec l'air infiltré:

$$QL = fa \times (H1 - H2) \times 10{,}84$$

où QL = flux de chaleur latente (kJ/h)

fa = débit d'air (L/s)

H1 = coefficient d'humidité plus élevé (g eau/kg air sec)

H2 = coefficient d'humidité plus faible (g eau/kg air sec)

10,84 = facteur tenant compte de la chaleur latente de vaporisation de l'eau et de la conversion d'unités

Le diagramme psychrométrique de la figure 4 sert à déterminer le *coefficient d'humidité* de l'air à différents degrés d'humidité relative et de température. Pour comprendre le diagramme, il suffit de repérer la «température du bulbe sec», se diriger verticalement jusqu'à l'intersection avec la ligne «d'humidité relative» ou de «température du bulbe humide» connue, et tirer une ligne horizontalement jusqu'à la valeur du «coefficient d'humidité» à l'extrême droite du diagramme.

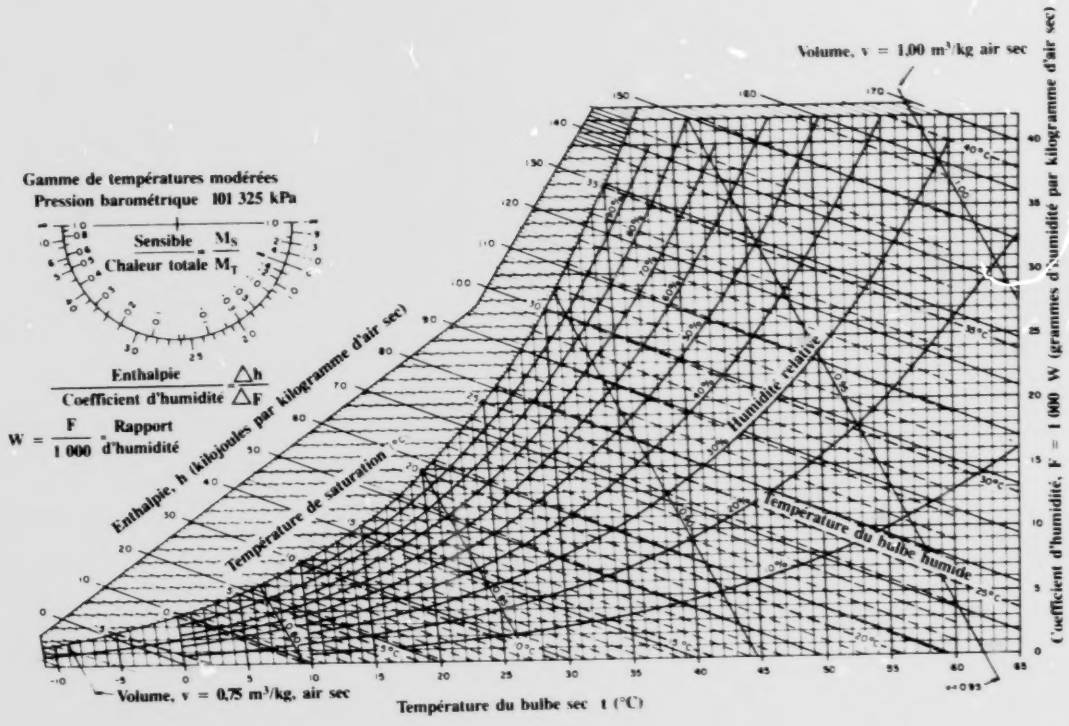


Diagramme psychrométrique
Figure 4

(Reproduite avec l'autorisation de l'ASHRAE)

L'énergie thermique annuelle requise pour humidifier l'air infiltré varie selon l'emplacement géographique et les conditions de calcul. On peut obtenir une valeur approximative en supposant que la charge d'humidification est proportionnelle à la moitié des degrés-jours annuels.

L'énergie thermique requise pour humidifier un bâtiment durant un an se calcule de la façon suivante:

$$AHL = \frac{QL \times (0{,}5 \times DDh) \times 24}{(T1 - T2) \times 1\,000}$$

$$= \frac{QL \times DDh \times 12}{(T1 - T2) \times 1\,000}$$

où AHL = énergie thermique requise pour humidifier durant un an (ou charge annuelle d'humidification) (MJ)

DDh = degrés-jours de chauffage par année inférieurs à 18°C

La charge de refroidissement annuelle occasionnée par les conditions atmosphériques extérieures peut être évaluée à l'aide de la méthode des degrés-jours. Le raisonnement est le même que celui du calcul de la charge de chauffage; sur une moyenne à long terme, le gain de chaleur occasionné par les conditions extérieures est proportionnel à la différence entre la température quotidienne moyenne et 18°C. En ce qui concerne les charges de refroidissement de l'air neuf, les charges de chaleur latente et de chaleur sensible peuvent être considérées comme proportionnelles aux degrés-jours.

Le calcul de la charge de refroidissement annuelle basée sur les degrés-jours s'obtient par l'équation suivante:

$$AC = \frac{Qt \times DDc \times 24}{(T1 - T2) \times 1\,000}$$

où AC = charge de refroidissement annuelle (MJ)

Qt = charge maximale totale de refroidissement (kJ/h)

DDc = degrés-jours de refroidissement par année supérieurs à 18°C

(T1 − T2) = différence de température entre l'air ambiant et l'air neuf à partir de laquelle la valeur Qt a été calculée (°C).

1 000 kJ = 1 MJ

Exemple de calcul de perte de chaleur par infiltration

On peut reprendre l'exemple de la pièce décrite au paragraphe «Exemple de calcul de perte de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment» avec un taux d'infiltration d'un demi renouvellement d'air à l'heure:

- Hauteur du plafond = 3 m
- Volume de la pièce = 3 x 5 x 4 = 60 m^3
- Humidité relative de l'air ambiant: 40%
- Coefficient d'humidité de l'air ambiant, H1 = 6,6 (voir figure 4)
- Humidité relative de l'air extérieur = 90%
- Coefficient d'humidité de l'air neuf, H2 = 1,4 (voir figure 4, par extrapolation)

Débit des infiltrations, $fa = \frac{V \times CH}{3{,}6} = \frac{60 \times 0{,}5}{3{,}6} = 8{,}33$ L/s

Perte de chaleur sensible, Qs = fa x (T1 − T2) x 4,345 = 8,33 x [22-(-18)] x 4,345 = 1 448 kJ/h

Perte de chaleur latente, QL = fa x (H1 − H2) x 10,84 = 8,33 x (6,6 − 1,4) x 10,85 = 470 kJ/h

Perte totale de chaleur par infiltration = 1 448 + 470 = 1 918 kJ/h

Exemple de calcul des gains de chaleur par infiltration (charge de refroidissement)

On peut considérer l'exemple précédent comme une charge estivale de conditionnement d'air:

- Température nominale de l'air ambiant, T2 = 24°C
- Température de l'air neuf, T1 = 31°C
- Humidité relative nominale de l'air ambiant, RH = 60%
- Coefficient d'humidité de l'air ambiant = H2 = 11,1 (figure 4)
- Température du bulbe humide extérieur = 24°C
- Coefficient d'humidité de l'air neuf, H1 = 15,9 (figure 4)
- Débit d'air d'infiltration, fa = 8,33 L/s (0,5 changement d'air/h)
- Degrés-jours supérieurs à 18°C, DDc = 391 (table 2)

Charge de refroidissement sensible, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345 = 8,33 x (31-24) x 4,345 = 253 kJ/h

Charge de refroidissement latente, QL = fa x (H1 — H2) x 10,84 = 8,33 x (15,9 — 11,1) x 10,84 = 433 kJ/h

Charge totale de refroidissement des infiltrations, Qt = 253 + 433 = 686 kJ/h

$$\text{Charge annuelle de refroidissement, AC} = \frac{\text{Qt x DDc x 24}}{\text{(T1 - T2) x 1 000}} = \frac{686 \text{ x } 391 \text{ x } 24}{7 \text{ x } 1000}$$

$$= 920 \text{ MJ}$$

Le calcul du coût énergétique annuel du conditionnement d'air occasionné par les infiltrations, basé sur 80 kWh/GJ et 0,05$/kWh, s'effectue comme suit:

$$\text{Coût} = \frac{\text{AC x RE x coût énergétique unitaire}}{1000} = \frac{920 \text{ x } 80 \text{ x } 0{,}05}{1000} = 3{,}68\$/\text{an}$$

Chauffage et refroidissement de l'air de ventilation

En plus de subir l'effet intermittent des infiltrations, la plupart des bâtiments doivent être ventilés avec de l'air neuf. Lorsque la ventilation s'effectue par les fenêtres ou par infiltration occasionnée par le fonctionnement des systèmes d'extraction, l'effet est difficile à maîtriser et peut entraîner des charges de chauffage et de refroidissement excédant la capacité du système de conditionnement d'air du bâtiment. Le présent module traite un peu plus loin des divers systèmes de ventilation et de leurs caractéristiques.

Les équations utilisées précédemment pour le calcul de l'échange de chaleur qu'entraîne l'infiltration peuvent être appliquées à l'évaluation des charges de chauffage et de refroidissement de l'air de ventilation.

Refroidissement requis par les gains de chaleur interne

Les gains de chaleur interne d'un bâtiment incluent la chaleur sensible provenant de l'éclairage, des occupants et de l'équipement, ainsi que la chaleur latente sous forme de vapeur d'eau provenant des occupants et des procédés. De tels gains de chaleur interne sont habituellement compensés par de l'air sec et frais capable d'absorber les gains sans dépasser les conditions d'ambiance nominales. Les différents systèmes utilisés pour obtenir ce résultat sont traités un peu plus loin dans le module.

Les gains de chaleur fournis par l'éclairage et autres appareils électriques sont représentés par la puissance électrique fournie et peuvent être calculés à l'aide de l'équation suivante:

$$Qi = W \text{ x } 3{,}6$$

où, Qi = gain de chaleur (kJ/h)

W = puissance d'entrée (W)

1 W = 3,6 kJ/h

Les gains de chaleur fournis par une machine sont calculés à partir de l'énergie consommée par celle-ci. Les appareils installés sous une hotte de ventilation efficace ne dégagent qu'une quantité négligeable de chaleur latente et de convection dans la pièce. Toutefois, même avec une telle hotte, les gains de chaleur rayonnante en provenance de surfaces à hautes températures telles les cuisinières peuvent représenter plus de 30% de l'énergie fournie.

Les gains de chaleur provenant des occupants dépendent des activités de ceux-ci, des vêtements qu'ils portent et des conditions ambiantes du bâtiment. La table 5 donne une liste des gains de chaleur typiquement reliés à diverses conditions et catalogués par l'ASHRAE. Les valeurs fournies sont des moyennes basées sur une combinaison d'hommes, de femmes et d'enfants, et sur des conditions normalement reliées aux activités énumérées.

L'effet du gain de chaleur sensible sur la charge de refroidissement d'un milieu n'est pas instantané à cause de l'accumulation thermique de la structure et du contenu d'un bâtiment. L'ASHRAE Fundamentals Handbook analyse en détail cet effet et fournit des coefficients pour diverses sources de chaleur et leur durée. Pour les calculs, il est possible d'appliquer un *coefficient de durée* de 0,8 à la plupart des gains de chaleur sensible ayant une durée inférieure à 8 heures par jour. Le coefficient 1 est utilisé pour les charges d'une durée supérieure à 8 heures. Le *coefficient d'utilisation* représente la moyenne des minutes d'utilisation par heure en fonctionnement intermittent.

Le calcul de la charge de refroidissement sensible occasionnée par des gains de chaleur interne peut être effectué à l'aide de l'équation suivante:

$$Qs = \frac{Qi \times fd \times fu}{60}$$

où, Qs = charge de refroidissement sensible effective (kJ/h)

Qi = gain de chaleur (kJ/h)

fd = coefficient de durée (1 si supérieur à 8 h/jour, 0,8 si inférieur à 8 h/jour)

fu = coefficient d'utilisation (moyenne des minutes de fonctionnement par heure)

60 = minutes par heure

La charge totale de refroidissement occasionnée par les gains de chaleur interne se calcule comme suit:

$$Qt = Qs + QL$$

où Qt = charge totale de refroidissement (kJ/h)

Qs = charge de refroidissement sensible (kJ/h)

QL = gain total de chaleur latente (kJ/h)

La charge de refroidissement annuelle occasionnée par les gains de chaleur interne est déterminée par le nombre de jours durant lesquels la *température moyenne quotidienne* est supérieure à la *température d'équilibre* du bâtiment en question. La température d'équilibre est la température extérieure à laquelle la perte de chaleur du bâtiment est égale au gain de chaleur.

La charge annuelle de refroidissement peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$ACi = \frac{Qt \times N \times h}{1000}$$

où ACi = charge annuelle de refroidissement causée par les gains internes (MJ)

Qt = gain de chaleur interne (kJ/h)

N = nombre de mois durant lesquels la *température moyenne mensuelle* est supérieure à 18°C

h = moyenne d'heures de service par mois

1000 kJ = 1 MJ

Les températures moyennes mensuelles à l'aide desquelles on peut déterminer la valeur N d'une ville en particulier peuvent être obtenues aux bureaux météorologiques locaux d'Environnement Canada.

Exemple du calcul de la charge de refroidissement

Une *zone intérieure* de 200 mètres carrés d'un bâtiment administratif de Frédéricton contient 20 personnes, 7 heures et demie par jour, 5 jours par semaine (162,5 heures par mois). L'équipement de bureau dont la puissance totale raccordée est de 3 000 W est utilisé en moyenne 30 minutes par jour.

- Nombre d'appareils d'éclairage = 80 de 88 W chacun
- Débit d'air de ventilation = 6 L/s par occupant
- Conditions ambiantes nominales, T2 = 24°C à 60% d'humidité relative
- Degrés-jours supérieurs à 18°C, DDc = 143 (table 2)
- Mois durant lesquels la température moyenne mensuelle supérieure à 18°C, N = 2 (Environnement Canada).
- Température du bulbe sec extérieur servant au calcul de la charge de refroidissement T1 = 29°C (Code national du bâtiment).
- Température du bulbe humide extérieur servant au calcul de la charge de refroidissement = 21 °C (Code national du bâtiment).
- Coefficient de durée, fd (occupants, éclairage et équipement) = 0,8
- Coefficients d'utilisation:

  fu(occupants et éclairage) = 60 minutes/heure

  fu (équipement)= 30 minutes/heure

- Gain de chaleur sensible par occupant (table 5) = 240 kJ/h
- Gain de chaleur sensible:

  Qi (occupants) = 240 x 20 = 4 800 kJ/h

  Qi (éclairage) = W x 3,6 = (80 x 88) x 3,6 = 25 344 kJ/h

  Qi (équipment) = W x 3,6 = 3 000 x 3,6 = 10 800 kJ/h

- Charge de refroidissement sensible:

$$Qs \text{ (occupants)} = \frac{Qi \times fd \times fu}{60} = \frac{4\,800 \times 0{,}8 \times 60}{60} = 3\,840 \text{ kJ/h}$$

$$Qs \text{ (éclairage)} = \frac{Qi \times fd \times fu}{60} = \frac{25\,344 \times 0{,}8 \times 60}{60} = 20\,275 \text{ kJ/h}$$

$$Qs \text{ (équipement)} = \frac{Qi \times fd \times fu}{60} = \frac{10\,800 \times 0{,}8 \times 30}{60} = 4\,320 \text{ kJ/h}$$

- Gain de chaleur latente par occupant (table 5) = 200 kJ/h
- Charge de refroidissement latente:

  QL (occupants) = 200 x 20 = 4 000 kJ/h

- Charge totale de refroidissement due aux gains de chaleur interne:

$$Qt \text{ (interne)} = Qs \text{ (occupants)} + QL \text{ (occupants)} + Qs \text{ (éclairage)} + Qs \text{ (équipement)}$$

$$= 3\,840 + 4\,000 + 20\,275 + 4\,320 = 32\,435 \text{ kJ/h}$$

- Débit d'air de ventilation, fa = 20 x 6 = 120 L/s
- Coefficient d'humidité de l'air intérieur, H2 = 11,1 g eau/kg air (figure 4)
- Coefficient d'humidité de l'air extérieur, H1 = 12,2 g eau/kg air (figure 4)

Charge de refroidissement sensible de l'air de ventilation:

$$Qsv = fa \times (T1 - T2) \times 4{,}345 = 120 \times (29\text{-}24) \times 4{,}345 = 2\,607 \text{ kJ/h}$$

Charge de refroidissement latent de l'air de ventilation:

$$QLv = fa \times (H1 - H2) \times 10{,}84 = 120 \times (12{,}2 - 11{,}1) \times 10{,}84 = 1\,431 \text{ kJ/h}$$

Charge totale de refroidissement de l'air de ventilation:

$$Qv = Qsv + QLv = 2\,607 + 1\,431 = 4\,038 \text{ kJ/h}$$

Charge annuelle de refroidissement due aux gains internes:

$$ACi = \frac{Qt \text{ (gains internes)} \times N \times h}{1\,000} = \frac{32\,435 \times 2 \times 162{,}5}{1\,000} = 10\,541 \text{ MJ/an}$$

Charge annuelle de refroidissement de l'air de ventilation:

$$ACv = \frac{Qv \times DDc \times 7{,}5}{(T1 - T2) \times 1\,000} = \frac{4\,038 \times 143 \times 7{,}5}{(29 - 24) \times 1\,000} = 866 \text{ MJ/an}$$

Charge totale de refroidissement:

$$AC = 10\,541 + 866 = 11\,407 \text{ MJ}$$

Le coût énergétique annuel du conditionnement d'air basé sur 80 kWh/GJ et 0,05$/kWh peut être déterminé à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Coût} = \frac{AC \times RE \times \text{coût énergétique unitaire}}{1\,000} = \frac{11\,407 \times 80 \times 0{,}05}{1\,000} = 46\$/\text{an}$$

Puissance électro-motrice: ventilateur/pompe

La puissance électro-motrice pour déplacer l'air ou le liquide contre une pression donnée peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$W = \frac{f \times DP}{1\,000 \times Ef}$$

où W = puissance de pompage (kW)

f = débit (L/s)

DP = pression différentielle totale du ventilateur ou de la pompe (kPa)

Ef = rendement global de la pompe et du moteur exprimé en fraction décimale

1000 = facteur de conversion

Le coût annuel de l'énergie consommée par le ventilateur ou la pompe peut être déterminé comme suit:

$$\text{Coût} = W \times t \times Ce$$

où Coût = coût annuel ($)

t = temps de service annuel (h)

Ce = coût unitaire de l'électricité ($/kWh)

Le module 13 traite du rendement des ventilateurs et des pompes. Pour fins d'approximation, les coefficients de rendement typiques souvent utilisés sont de 0,75 pour les ventilateurs et de 0,50 pour les pompes.

L'équation suivante permet d'évaluer approximativement la puissance d'un ventilateur:

$$Wf = \frac{fa \times DP}{750}$$

où Wf = puissance du ventilateur (kW)

fa = débit d'air (L/s)

Le calcul de la puissance de la pompe s'effectue à l'aide de l'équation suivante:

$$Wp = \frac{fw \times DP}{500}$$

où Wp = puissance de la pompe (kW)

fw = débit du liquide (L/s)

Exemple de calcul d'économie applicable à la pompe

La pompe d'un système de chauffage fonctionne continuellement et fait circuler 100 L/s contre une chute de pression totale du système de 310 kPa. Dix semaines par année, la pompe peut être mise hors circuit, aucun chauffage n'étant requis. Si le coût de l'électricité (Ce) est de 0,05$/kWh, l'économie réalisée sur le coût énergétique annuel de la pompe peut être déterminée par l'équation suivante:

$$\text{Puissance de la pompe, } Wp = \frac{fw \times DP}{500} = \frac{100 \times 310}{500} = 62 \text{ kW}$$

$$\text{Économie annuelle} = Wp \times t \times Ce = 62 \times (10 \times 7 \times 24) \times 0{,}05 = 5\,208\$$$

Systèmes de chauffage

Les systèmes générateurs de chaleur les plus couramment utilisés sont les systèmes de chauffage à eau chaude, à vapeur, électrique, à air pulsé et solaire.

Chauffage à eau chaude

Les systèmes de chauffage à eau chaude transmettent l'énergie thermique d'une chaudière ou d'un échangeur de chaleur à des corps de chauffe terminaux par l'intermédiaire d'un réseau de tuyauterie dans lequel circule de l'eau. La circulation est habituellement maintenue par une ou plusieurs pompes de circulation actionnées par un moteur électrique. Le débit permet de fournir une transmission thermique maximale avec une différence de température d'environ 11°C entre l'alimentation et le retour à la chaudière ou à l'échangeur de chaleur. la température de l'eau d'alimentation est déterminée par le rendement des corps de chauffe terminaux. La plupart des systèmes requièrent une eau d'alimentation de 80 à 110°C. Les systèmes utilisant la chaleur du condenseur des systèmes de refroidissement sont alimentés avec de l'eau à environ 38°C.

La transmission de la chaleur au moyen d'eau à température normale peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$Q = fw \times (T1 - T2) \times 15$$

où Q = chaleur totale transmise (MJ h)

fw = débit d'eau (L s)

T1 = température d'alimentation de l'eau de chauffage (°C)

T2 = température de retour de l'eau de chauffage (°C)

15 = facteur tenant compte de la chaleur spécifique et de la conversion des unités de l'eau

Trois valeurs influencent sur le rendement d'une système:

- Le rendement de la chaudière ou de l'échangeur de chaleur.
- La perte de chaleur par le réseau de tuyauteries.
- L'énergie requise pour la pompe pour maintenir le débit d'eau.

Le *rendement d'une chaudière* à eau chaude est fonction du rendement de combustion et des pertes de chaleur à travers ses parois.

Pour plus de détails, se référer aux module 5, Combustion, et 6, Appareillage de chaufferie.

La chaleur transmise à une chaudière est déterminée par la quantité de combustible utilisée et le pouvoir calorifique de ce dernier (Annexe C). Le taux de rendement peut être supérieur à 80% dans le cas d'une chaudière à pleine charge bien entretenue et inférieur à 60% dans le cas d'une chaudière à charge partielle mal entretenue.

La consommation de combustible d'une chaudière peut être déterminée à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Consommation de combustible} = \frac{Q}{HV \times Ef}$$

où Consommation de combustible = alimentation en combustible (L/h)

Q = chaleur totale transmise (MJ/h)

HV = pouvoir calorifique du combustible (MJ/L)

Ef = rendement de la chaudière exprimé en fraction décimale.

Le rendement d'un *échangeur de chaleur* est principalement fonction des pertes à travers ses parois puisque le rendement de la source de chaleur est habituellement étudié séparément. Un rendement de 100% peut être utilisé aux fins de calcul.

La perte de chaleur par le réseau de tuyauterie est fonction de la température de l'eau et de l'isolation des conduits. Le module 1, Isolation thermique des équipements, fournit des détails sur la perte de chaleur par les conduits pour diverses températures et divers niveaux d'isolant. Toutefois, un perte de chaleur moyenne de 3% de taux de production de chaleur de pointe peut être utilisée pour les calculs approximatifs.

Voici un exemple de calcul de la chaleur requise par un système de chauffage à eau chaude:

Débit d'eau = 6,5 L/s

Température de l'eau de retour = 80°C

Température de l'eau d'alimentation = 90°C

Chaudière chauffée au mazout n° 2, rendement: 75%

Pouvoir calorifique du combustible = 38,68 MJ/L (Annexe C)

Chaleur transmise, $Q = fw \times (T1 - T2) \times 15$

$= 6,5 \times (90 - 80) \times 15 = 975$ MJ/h

$$\text{Consommation de combustible} = \frac{Q}{HV \times Ef} = \frac{975}{38{,}68 \times 0{,}75} = 33{,}6 \text{ L/h}$$

La *consommation énergétique de la pompe* peut être calculée avec la même équation que celle donnée au paragraphe «Consommation énergétique des systèmes de conditionnement d'air».

Le rendement du système est déterminé à l'aide de l'équation suivante:

$$Ef = \frac{Qh}{Qb + [(Wp + Wb) \times 3{,}6]}$$

où Ef = rendement global du système exprimé en fraction décimale

Qh = chaleur émise par les corps de chauffe terminaux (MJ/h)

Qb = chaleur transmise à la chaudière ou à l'échangeur de chaleur (MJ/h)

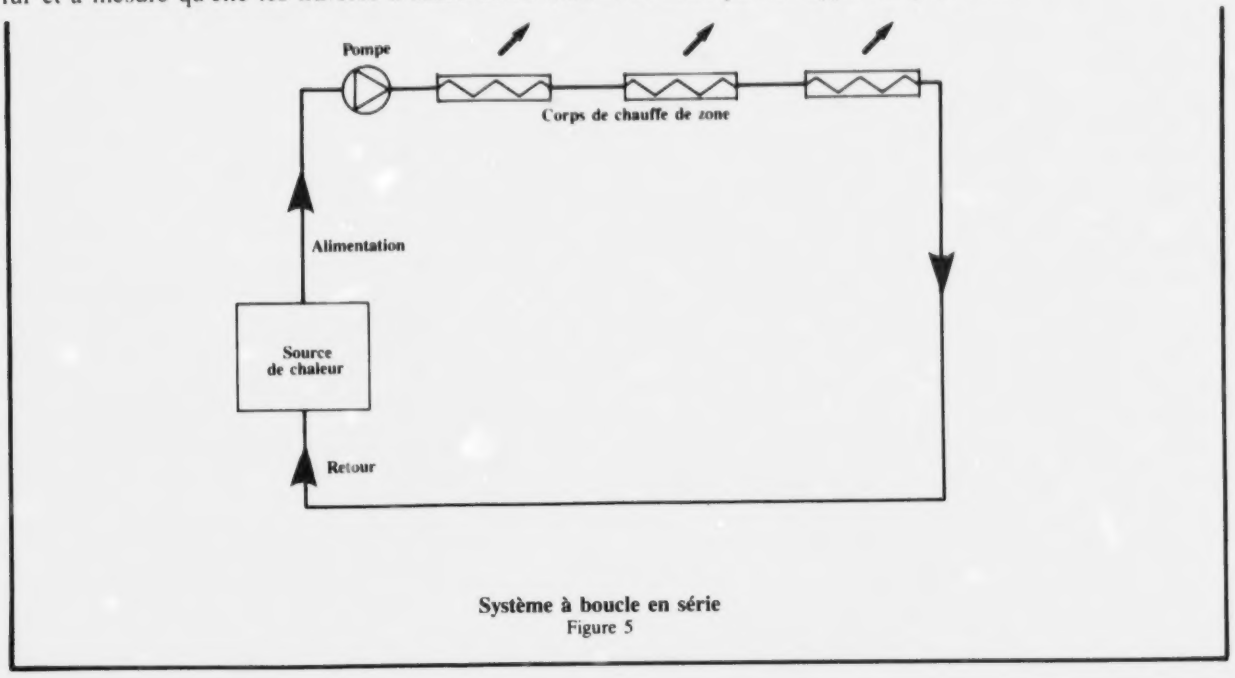
Wp = puissance d'entrée de la pompe de circulation (kW)

Wb = puissance d'entrée des appareils auxiliaires de la chaudière (moteur du ventileur de combustion, pompe de combustible, etc.) (kW)

1 kW = 3,6 MJ/h

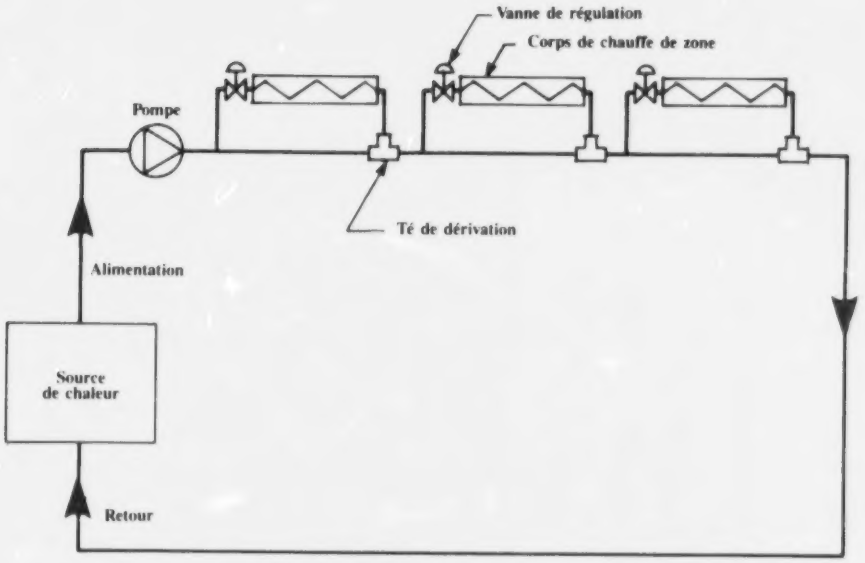
Voici quelques types de réseaux de tuyauteries de systèmes de chauffage à eau chaude.

La *boucle en série* (figure 5) permet de raccorder, à peu de frais, une série de corps de chauffe à la source de chaleur mais ne fournit aucune possibilité de régulation individuelle de la chaleur émise par chaque appareil. La chaleur émise par des petits systèmes se règle en activant et en désactivant la pompe en réponse à un thermostat. La régulation de la chaleur émise par des systèmes plus gros s'effectue habituellement en réglant la température de l'eau d'alimentation suivant la température de l'air extérieur ou d'une température ambiante choisie. Si la chaleur émise par les corps de chauffe individuels ne correspond pas précisément aux besoins de chaque espace, il peut survenir des variations de température ambiantes locales et des conflits possibles avec les conditionneurs d'air desservant le même espace. La température alimentant des corps de chauffe successifs à l'intérieur d'une boucle, baisse au fur et à mesure qu'elle les traverse à cause de la chaleur soutirée par les appareils précédents.



Système à boucle en série
Figure 5

La *boucle à canalisation unique avec tés de dérivation* (figure 6) est une adaptation du système à boucle en série permettant la régulation individuelle de la chaleur émise par chaque corps de chauffe. Certains systèmes sont munis de vannes de régulation qui règlent le débit de chaque corps de chauffe. Plus d'un corps de chauffe peut être raccordé à un té de dérivation. À l'instar du système à boucle en série la température de l'eau d'alimentation baisse au fur et à mesure qu'elle traverse les corps de chauffe.

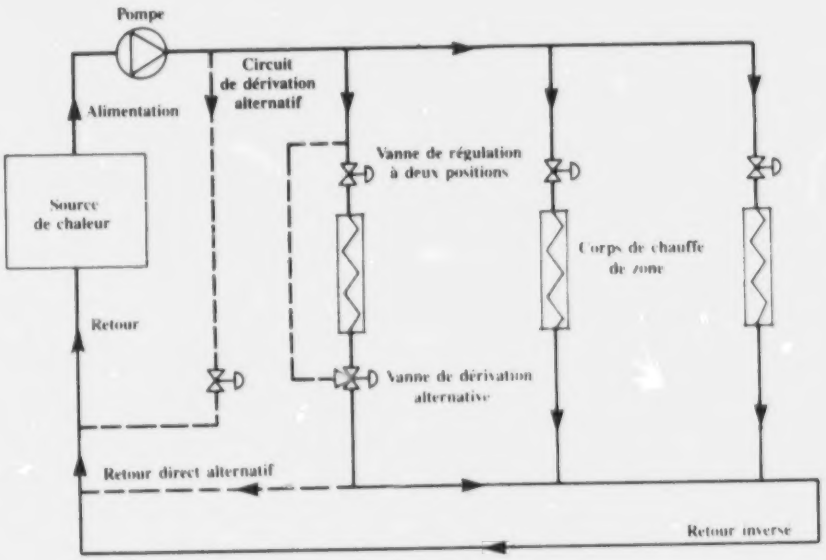


Boucle à un tuyau avec tés de dérivation
Figure 6

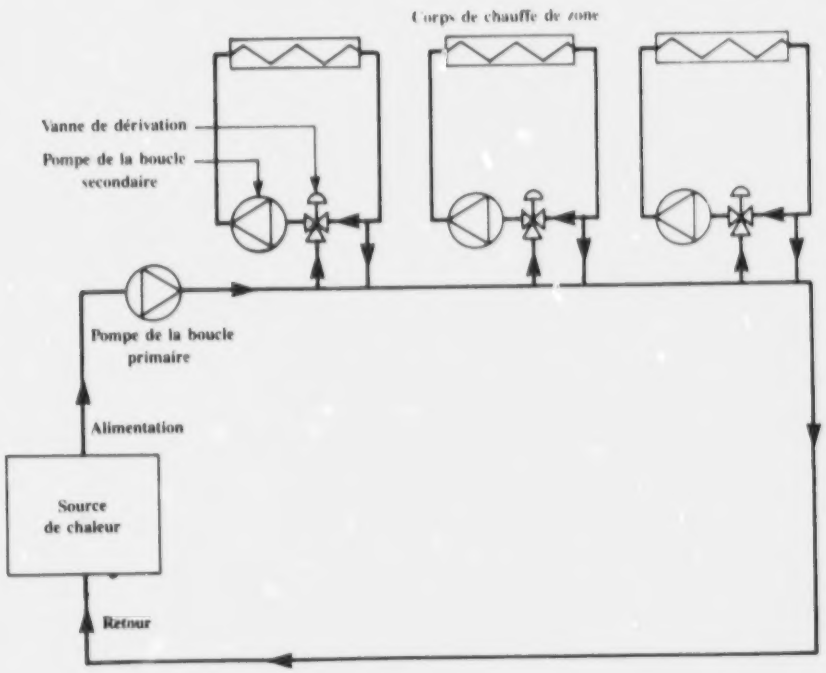
Le système *à deux canalisations en parallèle* (figure 7), le plus courant des systèmes de chauffage à eau chaude, permet la régulation individuelle des corps de chauffe. Lorsque ces derniers sont munis de vannes de régulation à deux voies, on utilise habituellement une méthode de régulation du débit. On peut régler la vitesse de la pompe de circulation ou utiliser un circuit de dérivation de décharge assurant le débit constant de la pompe. Une vanne de dérivation à trois voies sur chaque corps de chauffe permet un débit constant de l'eau et une réponse rapide. Dans un système à *retour inversé*, les corps de chauffe sont raccordés à des tuyauteries d'égale longueur et le système est bien équilibré. Les petits systèmes se contentent d'un *retour direct* par économie de tuyauterie.

Dans un *système à pompes à boucles primaire et secondaire* (figure 8), les variations du débit de la boucle secondaire n'influent pas sur le débit de la boucle principale. Ce système permet une régulation stable de la température de l'eau de la boucle secondaire qui est inférieure à celle de la boucle principale. Pour les systèmes très vastes, cette disposition permet l'utilisation d'une plus petite canalisation avec baisse de température plus élevée que la normale à l'intérieur de la boucle principale. De plus, les boucles secondaires individuelles peuvent être fermées lorsqu'elles ne sont pas utilisées. On peut combiner ce système avec n'importe lequel des réseaux de tuyauteries précédents et ajouter des nouvelles boucles secondaires à un système existant.

L'ASHRAE Systems Handbook et le module 8, Systèmes à vapeur et à condensat fournissent des renseignements sur d'autres systèmes de chauffage à eau chaude pour les installations industrielles et les immeubles de caractère public utilisant des fluides organiques ou de l'eau à température élevée et à haute pression.



Système à deux tuyaux en parallèle
Figure 7



Système à pompes à boucles primaire et secondaire
Figure 8

Chauffage à la vapeur

Un système de chauffage à la vapeur utilise la vapeur d'eau pour transporter la chaleur de la chaudière aux corps de chauffe terminaux. La vapeur se déplace à l'intérieur de la canalisation d'alimentation grâce à la pression produite par la chaudière; elle se condense dans les corps de chauffe terminaux et perd sa chaleur latente de vaporisation. Le condensat est ensuite renvoyé par gravité à des réservoirs de condensat d'où il doit être pompé vers la chaudière pour terminer le circuit. Le module 8, Systèmes à vapeur et à condensat donne une description des caractéristiques et des détails de ces systèmes.

Les systèmes à vapeur offrent des avantages et des désavantages comparés aux systèmes à eau chaude.

Les avantages sont les suivants:

- Le corps de chauffe terminal assure un taux de transmission thermique plus élevé par unité de surface permettant l'utilisation de plus petits appareils.
- Une canalisation plus petite peut être utilisée pour un taux de transmission thermique donné.
- La puissance de pompage est inférieure à celle requise par un système à eau chaude.
- Le débit du système se règle automatiquement, dépendant du taux de condensation (chaleur émise) des corps de chauffe terminaux et de la condensation (perte de chaleur) dans la canalisation d'alimentation.
- La vapeur peut servir directement à l'humidification de l'air.

Les désavantages sont les suivants:

- Les corps de chauffe terminaux peuvent libérer le condensat à une température plus élevée que la *température de saturation* dictée par la pression du système de retour. Ceci entraîne une *vaporisation instantanée* souvent renvoyée à l'extérieur par des réservoirs de condensat à évent, ce qui entraîne une perte d'énergie importante.
- Comme la température de saturation de la vapeur à la pression atmosphérique est de 100°C, le fonctionnement à une température inférieure doit s'effectuer sous vide partiel.
- Le coût d'entretien du système est élevé en raison du nombre de composants du système de distribution tels que les purgeurs de vapeur et les pompes à eau de condensation.

Dans le cas des systèmes de conditionnement d'air à pression de vapeur allant jusqu'à 200 kPa(eff.), le flux thermique fourni à un corps de chauffe à vapeur peut être calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$Q = fs \times 2{,}2$$

où Q = flux thermique (MJ/h)

fs = débit de vapeur (kg/h)

1 kg de vapeur = 2,2 MJ

Plusieurs facteurs influencent le rendement du système:

- Le rendement de la chaudière.
- La perte de chaleur par les canalisations de vapeur et de condensat.
- La perte de vapeur instantanée par le système de retour.
- La perte de condensat.
- Les fuites de vapeur ou de condensat.
- La puissance de pompage de l'eau d'alimentation et du condensat.

Les chaudières à eau chaude et à vapeur ont un *rendement* similaire. Toutefois, une chaudière à vapeur typique subit d'autres pertes qui influent sur le rendement général de l'installation: il y a des pertes de chaleur par l'enveloppe des réservoirs de condensat et de l'équipement de traitement du condensat, de plus le traitement chimique de l'eau d'alimentation nécessite des *purges de la chaudière*. Ces pertes peuvent réduire le rendement général de l'installation de 1 à 5% par rapport à celui d'une installation à eau chaude de capacité identique. Le rendement annuel type d'une chaudière à vapeur est de 60 à 80%. Si l'on tente de réduire les pertes de chaleur occasionnées par l'appareillage d'une chaudière, on peut obtenir le même rendement que celui d'une chaudière à eau chaude de capacité identique.

La *perte de chaleur par les canalisations de vapeur et de condensat* est fonction de l'isolation des conduits, de la longueur de la canalisation, de la pression de vapeur et de la température du condensat de retour. Le module 1, Isolation thermique des équipment, donne une description et une analyse détaillées de l'isolation des conduits. Aux fins de calcul, la perte de chaleur par les canalisations peut être estimée à 3 % de la chaleur maximale émise par le système.

La température de service des corps de chauffe terminaux et l'efficacité des purgeurs de vapeur qui empêchent la vapeur de se rendre au système de retour du condensat influent sur la *perte de vapeur instantanée dans le système de retour.* Le module 8, Systèmes à vapeur et à condensat, détermine la perte de vapeur instantanée du condensat à diverses températures lorsqu'elle est relâchée à la pression atmosphérique.

La *perte de condensat* est causée par certaines conditions du système et certaines méthodes d'utilisation de la vapeur.

- Utilisation directe de la vapeur pour l'humidification.
- Chauffage de l'eau par injection directe de vapeur.
- Débordement des collecteurs de condensat.
- Fuites de vapeur et de condensat.

La perte de vapeur et de condensat causée par les fuites, les débordements et l'utilisation directe de la vapeur doit être compensée par le chauffage d'une quantité équivalente d'eau froide d'appoint. Lorsqu'on augmente le taux d'appoint, il faut augmenter le traitement chimique et la fréquence de purge de la chaudière.

Les *fuites de vapeur* représentent une perte totale du condensat et de l'énergie thermique de la vapeur. Un orifice relativement petit peut entraîner des pertes annuelles importantes en raison de la permanence du problème. Le module 8, Systèmes à vapeur et à condensat, donne les taux de fuites de vapeur types d'une gamme d'orifices.

On peut calculer *l'énergie de pompage de l'eau d'alimentation et du condensat* à l'aide de l'équation servant au calcul de l'énergie de pompage des pompes de chauffage à eau chaude.

Les caractéristiques des corps de chauffe terminaux à vapeur sont traitées en détail au module 9, Chauffage et refroidisement (vapeur et eau).

Le rendement du système est calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$Ef = \frac{Qh}{Qb + [(Wp + Wb) \times 3{,}6]}$$

où Ef = rendement global du système exprimé en fraction décimale

Qh = chaleur émise par le corps de chauffe terminal (MJ/h)

Qb = chaleur transmise à la chaudière (MJ/h)

Wp = puissance d'entrée des pompes d'eau d'alimentation et de condensat (kW)

Wb = puissance d'entrée de la chaudière (kW)

1 kW = 3,6 MJ/h

Chauffage électrique

L'électricité permet l'utilisation d'un système de distribution énergétique simple et efficace à l'intérieur d'un bâtiment. On l'emploie dans les régions où le coût de l'électricité est compétitif avec celui des combustibles fossiles. L'électricité peut être utilisée comme source d'alimentation des chaudières à eau chaude ou à vapeur, mais les pertes de distribution de tels systèmes réduisent l'avantage que constitue le rendement. Le corps de chauffe terminal produit habituellement de la chaleur à l'aide d'éléments chauffants dont le rendement est de 100 %. Le réglage peut s'effectuer de diverses façons: par la commutation de tout l'élément, par la commutation par étage de plusieurs éléments ou par l'utilisation de régulateurs de courant qui modulent la puissance d'entrée de l'élément.

Les caractéristiques et les détails des systèmes électriques sont traités dans le module 3, Électricité.

Le corps de chauffe terminal est muni de divers types d'éléments chauffants:

- Résistance directe en contact avec l'air ou un fluide.
- Résistance encastrée produisant une *chaleur rayonnante* à basse température.
- Résistance à rayonnement infrarouge exposée produisant une chaleur rayonnante à température élevée.
- Électrodes submergées utilisant l'eau comme résistance.

La chaleur émise par un élément chauffant peut être déterminée par l'équation suivante:

$$Q = Wi \times 3{,}6$$

où Q = chaleur émise (MJ/h)

Wi = puissance d'entrée (kW)

1 kW = 3,6 MJ/h

Seule la perte d'énergie du transformateur et les faibles pertes de résistance dans le câblage de distribution influent sur le rendement global du système.

Chauffage à air pulsé

Les systèmes de chauffage à air pulsé utilisent l'air comme fluide caloporteur entre la source de chaleur et l'espace à chauffer. La source de chaleur peut être chauffée directement avec un combustible fossile ou d'autres matières combustibles, chauffée à l'électricité, alimentée par la chaleur dissipée par des procédés tels les systèmes de refroidissement ou encore par une combinaison de ces sources. Les systèmes de chauffage à air pulsé se retrouvent dans les applications monozones tels les petites installations commerciales, les supermarchés et les garages de réparation. Dans ces cas, le système à air pulsé est souvent la seule source de chauffage.

Le système à air pulsé offre la possibilité d'autres applications en plus du chauffage et du refroidissement:

- Le filtrage de la poussière et d'autres contaminants en suspension dans l'air.
- L'humidification.
- L'admission d'air extérieur pour la ventilation.
- La redistribution de l'air.

L'énergie thermique totale requise par un système de chauffage à air pulsé inclut la chaleur sensible nécessaire à l'augmentation de la température de l'air et la chaleur latente nécessaire à l'humidification.

Divers facteurs influent sur le rendement d'un système de chauffage à air pulsé:

- Le rendement de la source de chaleur de l'air d'alimentation.
- La perte de chaleur et les fuites d'air des gaines installées à l'extérieur de l'espace chauffé.
- La puissance du ventilateur requise pour maintenir un débit d'air constant.
- La bonne distribution de l'air à l'intérieur du milieu chauffé.

Le rendement du système peut être déterminé par l'équation suivante:

$$Ef = \frac{Qr + Qv}{Qf + (Wf \times 3{,}6)}$$

où Ef = rendement du système exprimé en fraction décimale

Qr = chaleur transmise requise lorsque l'espace est occupé (MJ/h)

Qv = chaleur requise pour chauffer l'air de ventilation à la température ambiante (MJ/h)

Qf = chaleur transmise à la source d'air chaud (MJ/h)

Wf = puissance d'entrée du ventilateur (kW)

1 kW = 3,6 MJ/h

Chauffage solaire

Au Canada, le chauffage solaire est utilisé principalement comme chauffage d'appoint et permet de réduire la consommation de combustibles fossiles ou d'électricité.

Les systèmes de chauffage solaire sont classés en deux catégories:

- Les *systèmes actifs* captent la chaleur solaire à l'intérieur d'un système à air ou à liquide et l'acheminent jusqu'à un dispositif d'emmagasinage ou de chauffage terminal.
- Les *systèmes passifs* captent la chaleur solaire et la transmettent directement à l'espace ou au procédé devant être chauffé.

Les composants des systèmes de chauffage solaire actifs sont décrits un peu plus loin à la section Appareillage.

Les systèmes *actifs de chauffage solaire à air* font habituellement circuler l'air de chauffage directement à travers un capteur solaire. Un dispositif d'emmagasinage thermique permet l'emmagasinage de la chaleur captée durant les heures ensoleillées de pointe et l'utilisation de celle-ci pour le chauffage.

Les systèmes *actifs de chauffage solaire à eau* englobent les systèmes directs et indirects. Les systèmes directs font circuler l'eau chauffée à travers le capteur solaire. Les systèmes indirects font circuler un fluide secondaire comme une solution antigel entre le capteur solaire et l'échangeur de chaleur. Dans tous les cas, il faut prendre soin de s'assurer que la circulation à l'intérieur du capteur s'effectue seulement lorsque la température de celui-ci est supérieure à la température du réservoir d'eau.

Les *systèmes passifs* impliquent l'aménagement des fenêtres du bâtiment pour permettre un rayonnement solaire maximal à l'intérieur du bâtiment durant les mois froids où le soleil est bas dans le ciel, et une protection contre le soleil d'été alors que le soleil est haut dans le ciel. Les masses importantes d'un bâtiment, tels que les murs en lourde maçonnerie et les dalles de plancher en béton, doivent être placés de façon à absorber la chaleur solaire et minimiser les besoins de chauffage durant les heures où le soleil ne brille pas.

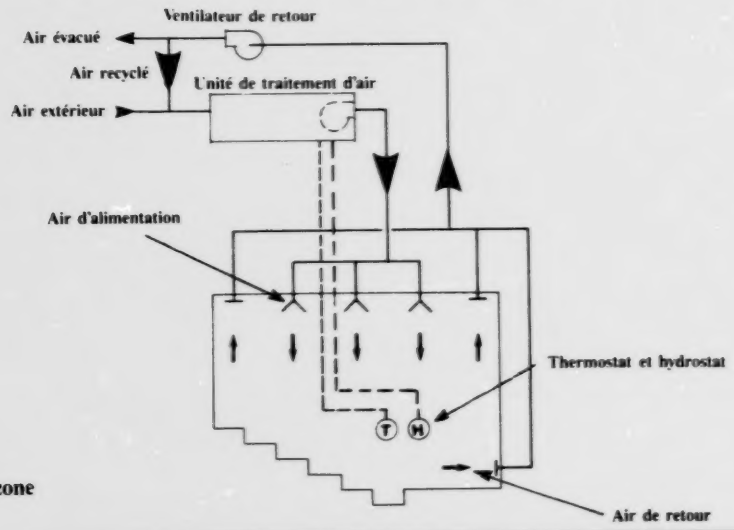
Systèmes de conditionnement d'air central

Les systèmes de conditionnement d'air central fournissent de l'air conditionné par le biais d'un réseau de gaines et permet la régulation d'ambiance d'un bâtiment. Un système peut fournir 100% d'air extérieur et évacuer complètement l'air de retour ou encore faire recirculer une partie de l'air de retour.

Système de conditionnement d'air monozone

Le système de conditionnement d'air monozone (figure 9) est utilisé pour desservir une seule pièce ou un groupe de pièces ayant des besoins de refroidissement et de chauffage similaires. Tout le conditionnement de l'air s'effectue à l'unité centrale de traitement d'air. La régulation de l'air d'alimentation peut être basée sur des sondes de température ambiante ou selon des cédules de température et d'humidité de l'air préétablies. Les systèmes monozones sont couramment utilisés pour de grandes pièces tels les magasins de vente au détail, les cinémas, les salles de réunion et les gymnases, ou encore comme système de ventilation de plusieurs pièces munies d'autres moyens de régulation de zone locale. Le système peut utiliser de l'air extérieur pour *le refroidissement naturel* et assure une bonne régulation de la température et de l'humidité lorsque des sondes sont installées dans les pièces.

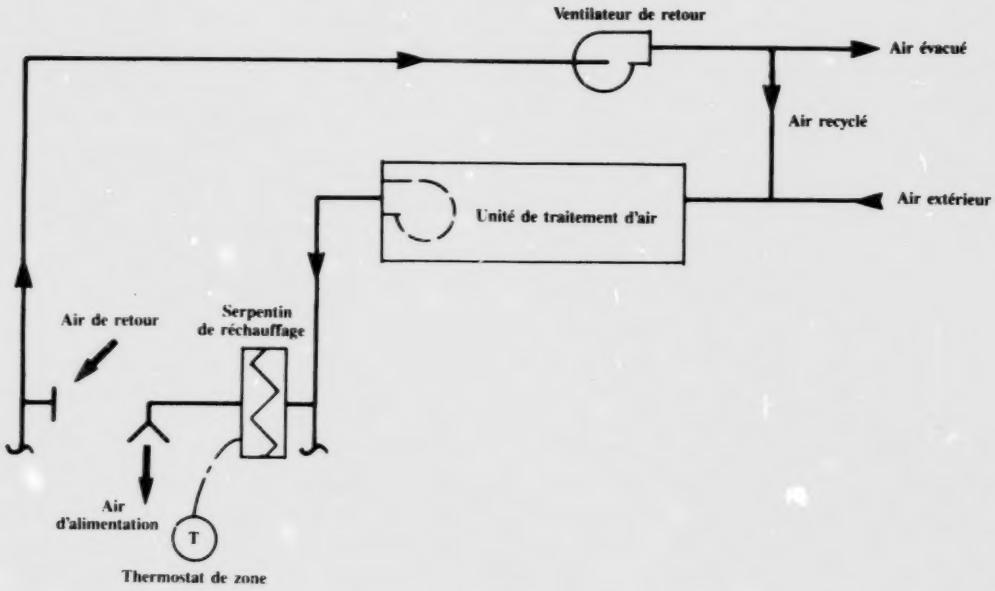
Dans les bâtiments ayant un système de chauffage à régulation indépendante, le fonctionnement simultané des systèmes de chauffage et de refroidissement peut entraîner un gaspillage d'énergie et d'argent.



Système de conditionnement d'air monozone
Figure 9

Système de conditionnement d'air à réchauffage terminal

Un système de conditionnement d'air à réchauffage terminal (figure 10) permet de climatiser plusieurs pièces à partir d'une source d'air centrale dont la température convient à la pièce qui nécessite le plus de refroidissement. Un petit serpentin de réchauffage placé dans la gaine d'air d'alimentation de chaque pièce ou zone réchauffe l'air en réponse à un thermostat de pièce. Le thermostat peut aussi régler le chauffage de périmètre en séquence ou à l'unisson avec le serpentin de réchauffage. Ce système assure une bonne régulation d'ambiance, mais entraîne le refroidissement de l'air par l'unité centrale pour ensuite la réchauffer via le serpentin de l'unité terminale. Le système est utilisé dans les bâtiments administratifs et les immeubles de caractère public, ainsi que dans les bâtiments où l'on doit maintenir des différences de pression entre certaines pièces, dans les hôpitaux et les laboratoires par exemple. Dans certains systèmes, la chaleur du condenseur de refroidissement alimente les serpentins de réchauffage pour réduire le coût énergétique du chauffage et du refroidissement simultané.



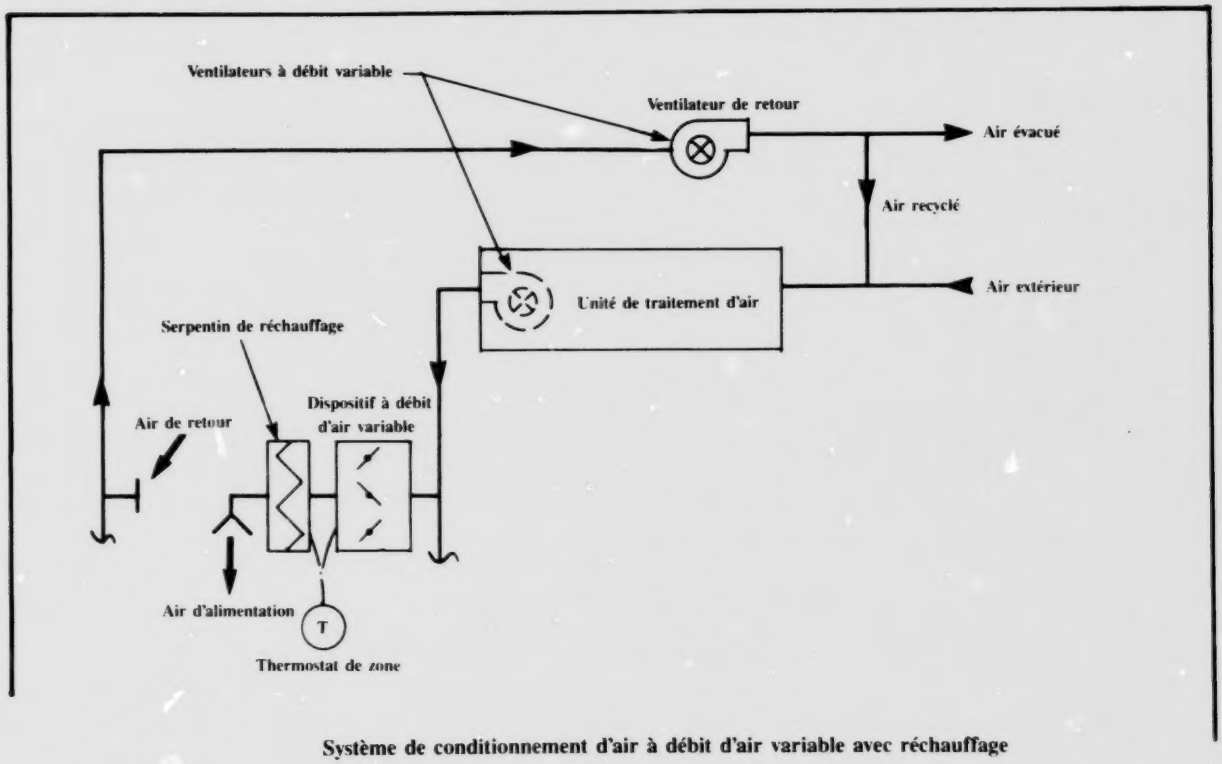
Système de conditionnement d'air à réchauffage terminal
Figure 10

Système de conditionnement d'air à débit variable

Un système à débit d'air variable de base (figure 11) comprend une unité centrale de traitement d'air fournissant de l'air conditionné à plusieurs pièces ou zones et un régulateur de débit d'air variable monté sur chaque gaine d'alimentation de zone. L'air d'alimentation est conditionné pour satisfaire aux besoins de la zone nécessitant le plus de refroidissement. Des mécanismes règlent l'écoulement d'air selon les données fournies par des thermostats de zone. Ce système, couramment utilisé pour les zones intérieures où aucun chauffage n'est requis, assure une bonne régulation d'ambiance lorsque la température de l'air d'alimentation est adéquatement réglée. Les écoulements d'alimentation et de retour sont réglés pour correspondre à l'écoulement d'air total requis par les systèmes à débit d'air variable. La pression d'air d'alimentation requise par ces systèmes lors d'un écoulement d'air maximal entraîne une augmentation de la puissance du ventilateur. Toutefois, lorsque le fonctionnement est normal et que l'écoulement d'air est réduit, la pression d'air requise diminue, et la puissance moyenne du ventilateur est alors inférieure à celle requise par un système à débit constant.

Système de réchauffage à débit d'air variable

Souvent les systèmes de conditionnement d'air à volume variable qui alimentent des zones nécessitant du chauffage sont munies d'un serpentin de réchauffage. Ce serpentin fonctionne en séquence avec le dispositif de débit d'air variable pour que l'écoulement d'air soit minimal lors du chauffage. Même si ces systèmes réduisent les charges simultanées de chauffage et de refroidissement, ils requièrent une température de réchauffage relativement plus élevée que celle des systèmes de réchauffage à débit d'air constant.

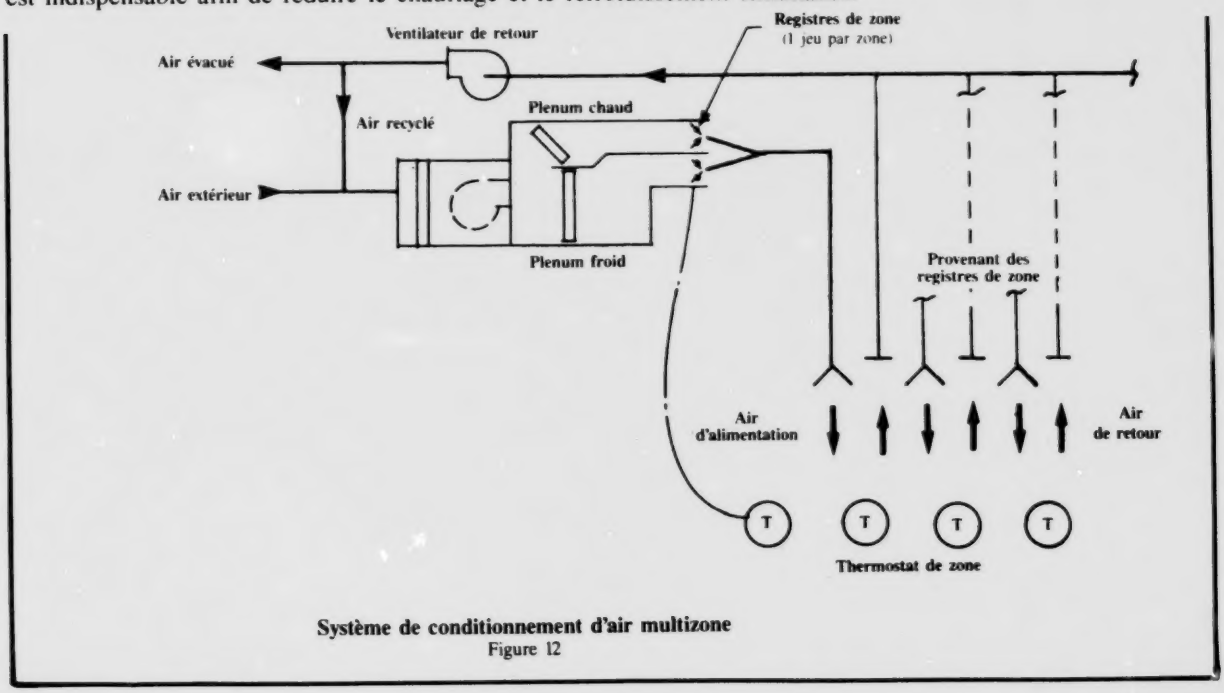


Système de conditionnement d'air à débit d'air variable avec réchauffage

Figure 11

Système de conditionnement d'air multizone

Un système multizone (figure 12) comprend une unité centrale de traitement d'air munie de plenums de chauffage et de refroidissement montés en parallèle. Un jeu de registres d'air distincts pour chaque zone permet d'assurer un mélange d'air de chauffage et de refroidissement en fonction de demande de chaque zone. La température du mélange d'air est réglée par le thermostat de zone. Une réglage précis des températures chaude et froide des plenums est indispensable afin de réduire le chauffage et le refroidissement simultanés.



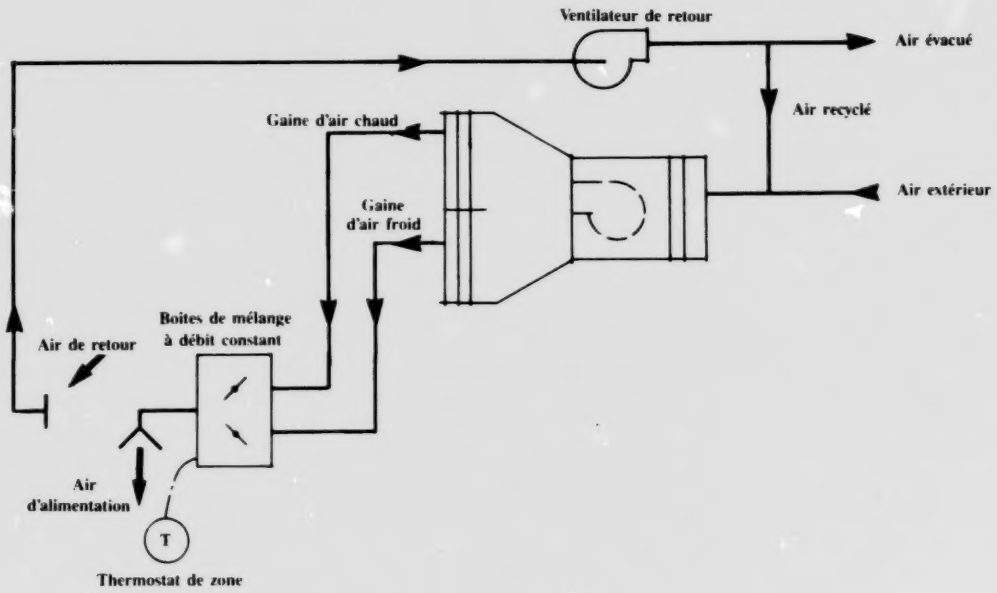
Système de conditionnement d'air multizone

Figure 12

Système de conditionnement d'air à double gaine

Un système à double gaine (figure 13) consistant en une unité centrale de traitement d'air munie de plenums distincts de chauffage et de refroidissement fournit de l'air chaud et de l'air froid à partir d'un réseau de gaines parallèles. Les boîtes de mélange de chaque zone assurent le mélange de l'air en provenance des gaines d'air chaud et d'air froid en réponse au thermostat de zone. Ces systèmes fonctionnent habituellement à de grandes vitesses d'air et utilisent des ventilateurs à haute pression pour compenser les variations de débit dans chaque gaine. Chaque boîte de mélange est doté d'un dispositif de régulation de pression maintenant l'écoulement d'air d'alimentation constant malgré les pressions d'entrée variables.

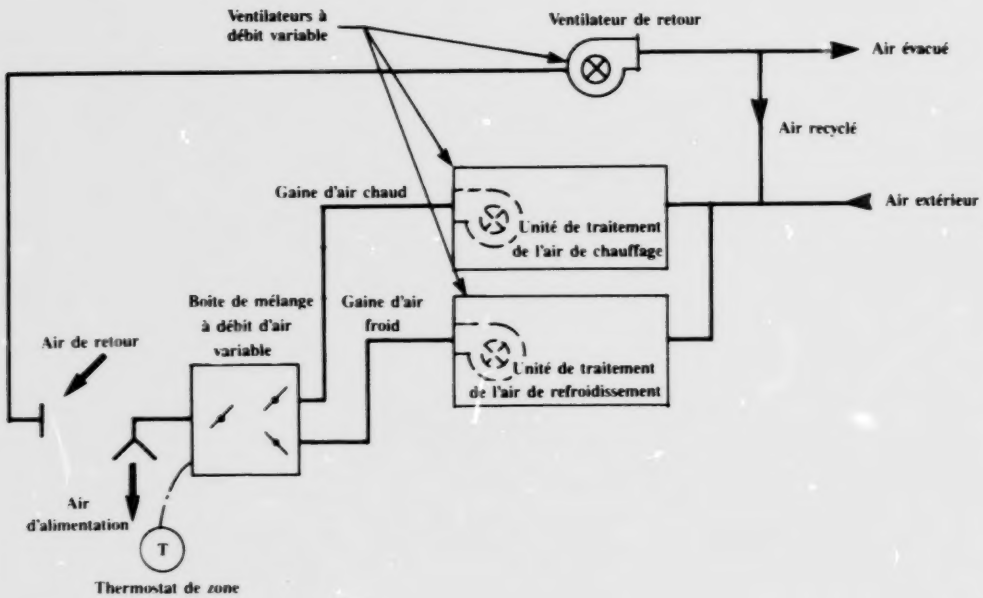
Les systèmes à double gaine offrent une souplesse maximale lors du réaménnagement des espaces grâce à la possibilité de rajouter ou de déplacer les boîtes de mélange. Ils sont utilisés dans les grands bâtiments commerciaux où la souplesse de la régulation de zone est de première importance. La température des gaines d'air chaud et d'air froid doit être optimisée pour éviter des coûts énergétiques élevés.



Système de conditionnement d'air à double gaine
Figure 13

Système à débit d'air variable à double gaine

Chaque boîte de mélange d'un système à débit d'air variable à double gaine (figure 14) est munie d'un régulateur qui réduit automatiquement l'écoulement d'air durant les périodes de charges de chauffage et de refroidissement réduites. Le système de traitement d'air central peut être muni de ventilateurs distincts pour les gaines d'air chaud et d'air froid et le volume d'air d'alimentation est réglable selon les variations de l'écoulement d'air imposées par l'ensemble des zones. Un système à débit d'air variable à double gaine consomme moins d'énergie motrice qu'un système à débit d'air constant à double gaine; la température des gaines d'air chaud doit cependant être plus élevée.



Système à débit d'air variable à double gaine
Figure 14

Systèmes autonomes monoblocs

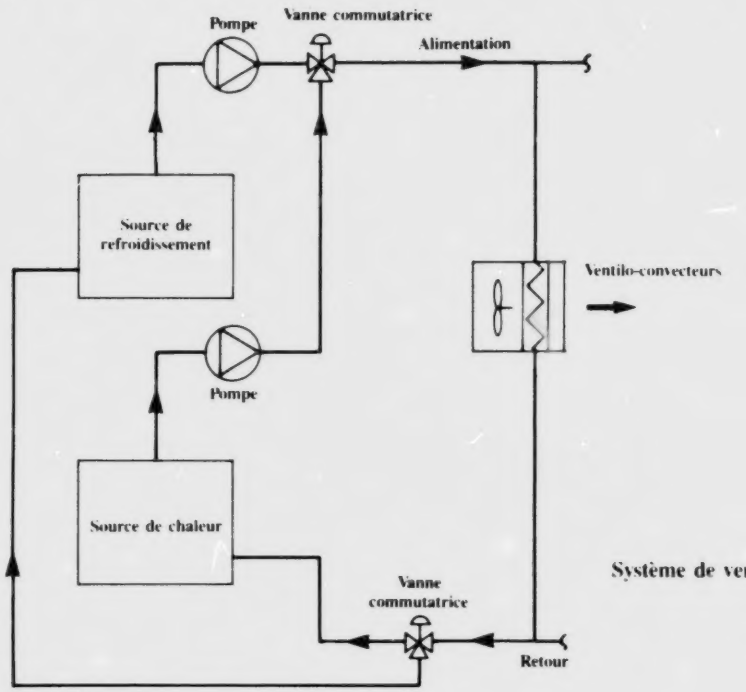
Les systèmes autonomes monoblocs de chauffage et de refroidissement comprennent une unité complète de traitement d'air distincte pour chaque zone ou pièce. L'énergie de chauffage et de refroidissement est distribuée aux unités sous forme d'eau chaude, d'eau refroidie, de puissance électrique ou de gaz naturel ou manufacturé.

Ventilo-convecteur

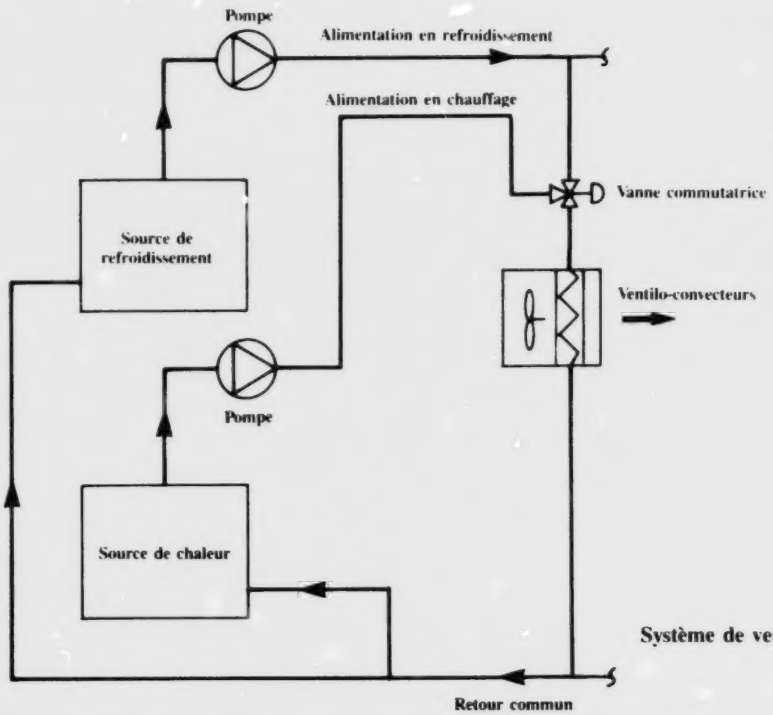
Un ventilo-convecteur est une boîte contenant un petit ventilateur, un ou deux serpentins ainsi que des filtres à faible rendement. Les appareils montés sur un mur extérieur peuvent être munis d'une prise d'air extérieur. Le serpentin est alimenté en eau chaude pour le chauffage et en eau refroidie pour le refroidissement. Il existe trois types de systèmes d'alimentation en eau chaude et en eau refroidie:

- Un système à deux tuyaux avec changement saisonnier de l'eau chaude à l'eau refroidie et vice-versa.
- Un système à trois tuyaux avec alimentation en eau chaude et en eau refroidie et tuyauterie de retour commune.
- Un système à quatre tuyaux avec alimentation et retour distincts pour l'eau chaude et l'eau refroidie. Ce système peut être muni de deux serpentins: un pour le chauffage et un pour le refroidissement.

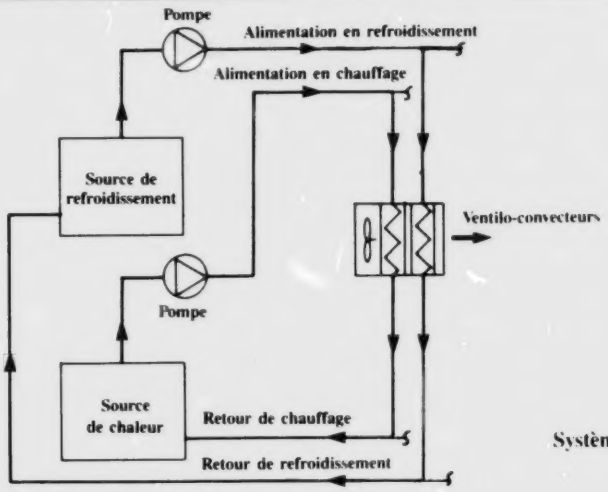
Les ventilo-convecteurs sont utilisés dans les bâtiments administratifs, les hôtels et les écoles. Ils permettent la mise hors service des zones individuelles lorsqu'elles ne sont pas occupées et la mise de fonds pour ce genre d'appareil est relativement peu élevée. Le rendement du système dépend des pertes par la tuyauterie, du réglage de la quantité d'air extérieur et de la réduction à un minimum du mélange de l'eau chaude et de l'eau refroidie dans le serpentin.



Système de ventilo-convecteurs à deux tuyaux
Figure 15



Système de ventilo-convecteurs à trois tuyaux
Figure 16



Système de ventilo-convecteurs à quatre tuyaux
Figure 17

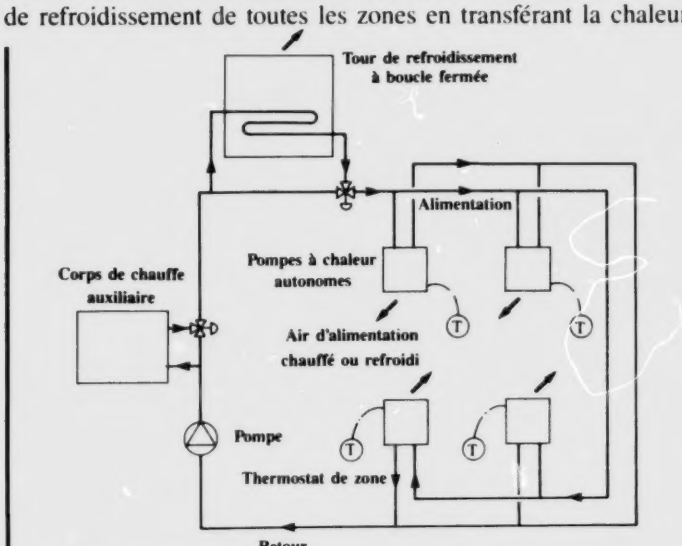
Système de conditionnement d'air autonome

Le système de conditionnement d'air autonome comprend une unité de conditionnement d'air complète à l'intérieur de chaque zone. L'appareil peut être monté sur un mur extérieur pour permettre à la chaleur du système de refroidissement d'être évacuée directement à l'extérieur. Certains systèmes comprennent un réseau commun relié à un *tour de refroidissement* qui évacue la chaleur. Le chauffage des zones peut être assuré par un corps de chauffe distinct ou par un radiateur électrique intégré dans l'appareil. Les conditionneurs d'air autonomes sont utilisés dans les motels, les hôtels, les écoles et les petits bâtiments administratifs. La mise de fonds à verser pour ces systèmes autonomes est minime, mais le niveau de bruit et les frais d'entretien sont élevés.

Pompe thermique autonome

Un pompe thermique autonome (pompe à chaleur) consiste en une unité de conditionnement d'air complète munie d'un système de refroidissement réversible capable d'assurer chauffage et refroidissement. Une description complète est fournie au module 11, Refroidissement et pompes à chaleur.

Les *pompes thermiques autonomes eau-air* (figure 18) peuvent être installées près d'un mur périphérique, dans le plafond ou dans une salle de ventilation. Chaque système comprend un ventilateur, un serpentin de refroidissement placé dans l'écoulement d'air et un échangeur de chaleur raccordé à une boucle de circulation d'eau principale. Lorsqu'il y a une demande de refroidissement, la pompe thermique refroidit l'air et renvoie la chaleur du condenseur à la boucle de circulation d'eau. Sur une demande de chauffage, le système est inversé et réchauffe l'air en soutirant la chaleur de la boucle de circulation d'eau. Le système équilibre les demandes de chauffage et de refroidissement de toutes les zones en transférant la chaleur entre celles-ci.



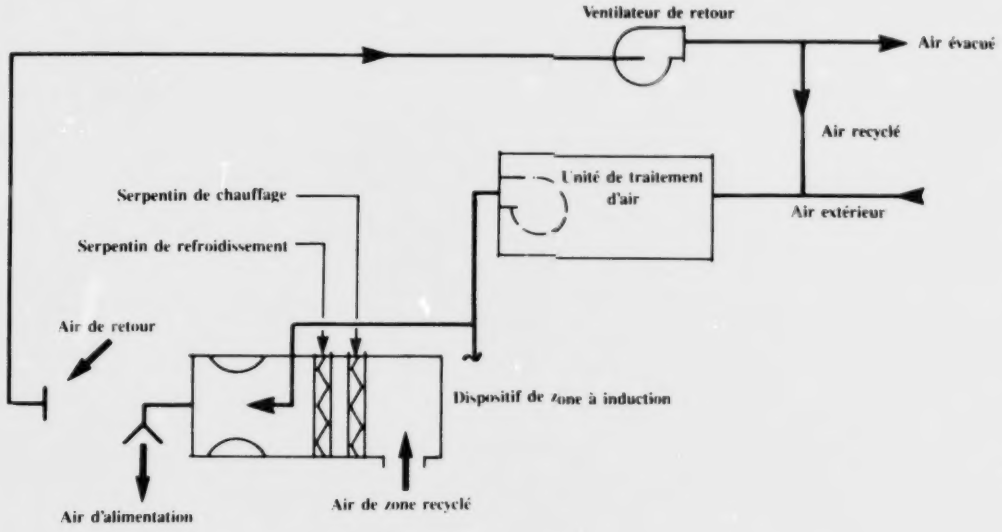
Systèmes de pompes à chaleur autonomes eau-air
Figure 18

Les pompes thermiques autonomes eau-air sont utilisées dans les bâtiments administratifs, les écoles, les motels et les immeubles de caractère public. Elles permettent la mise hors service des zones non occupées et utilisent de façon optimale les gains de chaleur interne du bâtiment.

Les *pompes thermiques autonomes air-air* peuvent être montées sur un mur périphérique ou sur le toit, immédiatement au-dessus de la zone. Sur une demande de chauffage, elles soutirent la chaleur de l'air extérieur et la transmettent à la zone. Lorsque la température de l'air extérieur est trop basse, un système d'appoint de chauffage à l'électricité ou au gaz doit alors être mis en marche.

Système de conditionnement d'air à induction

Un système à induction (figure 19) est une combinaison des systèmes autonomes et centraux. Un système central de conditionnement d'air à petit débit et haute pression est utilisé pour aspirer l'air ambiant travers les serpentins de chauffage ou de refroidissement des zones. Le dispositif central d'alimentation d'air assure la ventilation et une certaine régulation d'humidité. Les serpentins sont alimentés en eau chaude ou refroidie à l'aide de canalisations similaires à celles des ventilo-convecteurs. On retrouve ce système dans les édifices à bureaux et dans certains hôtels et hôpitaux.



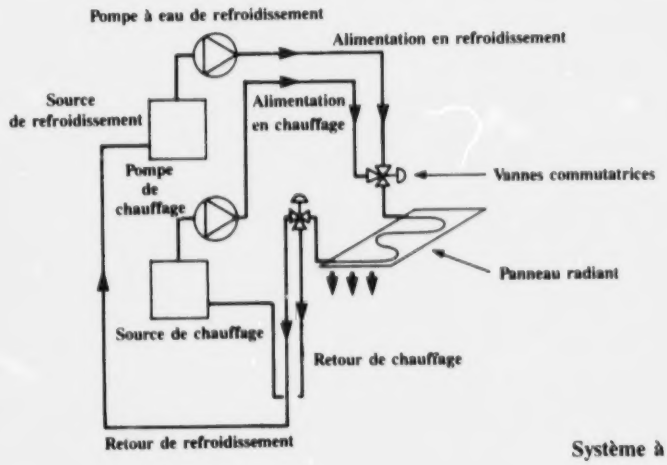
Système de conditionnement d'air à induction
Figure 19

Panneaux de chauffage et de refroidissement

Les panneaux de chauffage et de refroidissement fournissent la majeure partie de l'échange de chaleur aux surfaces intérieurs et aux occupants par rayonnement. Selon le rayonnement fournit par des sources telles des appareils générateurs de chaleur, des fenêtres et des murs froids, ce système peur créer une ambiance agréable tout en traitant moins d'air qu'un système à air pulsé.

Les systèmes à panneaux utilisent des tuyaux ou des câbles chauffants électriques encastrés dans le plancher ou le plafond, ou encore des panneaux préfabriqués montés dans les murs ou les plafonds. Dans la plupart des systèmes, la différence de température est relativement faible entre les panneaux et la pièce. Pour éviter toute condensation sur les panneaux, un système de conditionnement d'air distinct doit assurer la déshumidification. La tuyauterie d'eau peut être double, triple ou quadruple comme celle des systèmes autonomes monoblocs. Les panneaux servent au chauffage et au refroidissement d'appoint afin de réduire la capacité du système central de conditionnement d'air. Ils sont utilisés dans les hôpitaux, les écoles, les bâtiments administratifs et dans certaines installations industrielles pour le chauffage et le refroidissement local. Grâce aux panneaux rayonnants, les surfaces d'une pièce peuvent être unies et dégagées.

La figure 20 représente le schéma d'un système à panneaux de chauffage et de refroidissement et d'un système à quatre tuyaux.



Système à panneaux de chauffage et de refroidissement
Figure 20

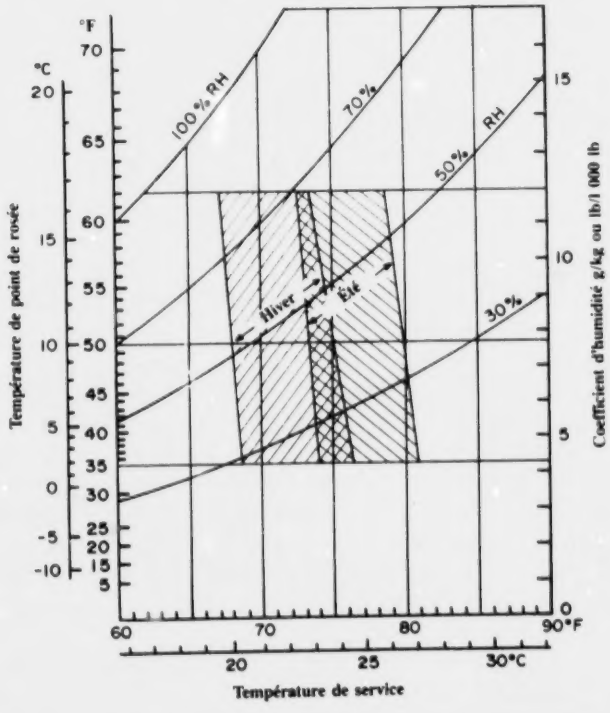
Régulation et distribution de l'air

Une régulation et une distribution adéquates de l'air sont très importantes pour le rendement optimal d'un système de conditionnement d'air et peuvent avoir un effet important sur le coût énergétique.

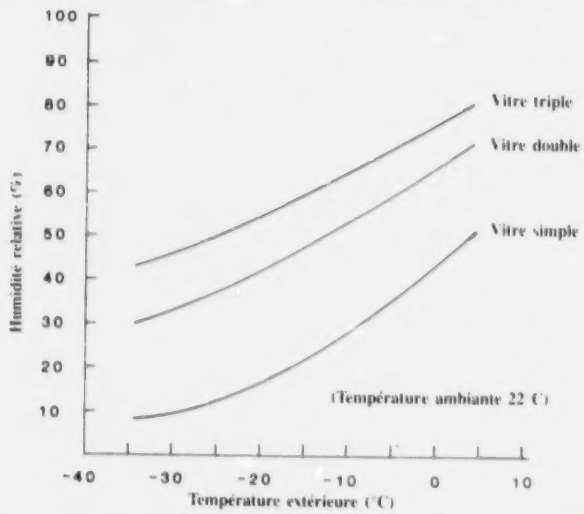
Normes de confort

Les facteurs principaux qui influent sur le confort humain sont la température, l'humidité, le mouvement de l'air et sa qualité (odeur, poussière ou gaz toxiques). Les facteurs secondaires incluent les activités et les vêtements des occupants, la présence de surfaces rayonnantes (froides ou chaudes) et les diverses préférences individuelles.

L'ASHRAE a défini *l'enveloppe de confort* des conditions ambiantes d'une pièce (figure 21). La différence entre les échelles de valeurs d'hiver et d'été est basée sur les habitudes vestimentaires des occupants. Une description détaillée de ces facteurs est donnée dans l'ASHRAE Standard 55-1981.



Enveloppe de confort
Figure 21
(Reproduite avec l'autorisation de l'ASHRAE)



Condensation sur les fenêtres
Figure 22

En hiver, le taux d'humidité peut être réduit à cause du risque condensation sur l'enveloppe du bâtiment, principalement sur les fenêtres. La figure 22 représente un diagramme des niveaux d'humidité à partir desquels la condensation peut survenir sur une fenêtre à différentes températures extérieures.

Normes de santé

La plupart des régions ont des normes de travail et de santé réglementées. De telles normes définissent normalement les points suivants:

- Le taux minimal de renouvellements d'air extérieur en L/s par personne ou L/s par mètre carré de surface de plancher.
- Les niveaux d'humidité et de température minimal et maximal.
- Les concentrations maximales tolérables de contaminants en suspension dans l'air.

L'ASHRAE Standard 62-1981 fournit les normes recommandées de qualité d'air et de taux de renouvellements d'air pour une gamme d'applications.

Certains bâtiments sont équipés de détecteurs de niveau de contaminants qui déclenchent une augmentation du taux de ventillation. Les détecteurs de monoxyde de carbone dans les garages et de gaz carbonique dans les immeubles de caractère public en sont des exemples.

Diffusion et stratification

L'air conditionné devrait être diffusé dans une pièce de façon à minimiser la vitesse de l'air autour des occupants. La vitesse maximale acceptable de l'air autour des occupants est de 0,15 m/s en hiver et de 0,25 m/s en été. Des vitesses plus élevées sont permises pour le refroidissement local.

La convection naturelle entraîne souvent la stratification de l'air chaud près du plafond. Cet effet survient lorsque la pièce est chauffée à partir du plafond ou dans les bâtiments à haut taux d'infiltration dont les murs sont mal isolés. Lorsque le diffuseur est réglé pour éliminer la stratification par temps froid, la vitesse de l'air peut devenir excessive autour des occupants par temps chaud.

La stratification par temps froid est courante dans les lieux à plafonds élevés, tels les garages de réparations d'automobiles. La température de l'air au plafond peut dépasser d'au moins 15°C la valeur de réglage du thermostat au niveau des occupants, entraînant une perte de chaleur importante à travers le toit. Les ventilateurs à hélice à faible vitesse suspendus au plafond peuvent éliminer la stratification en créant une circulation d'air entre le plafond et les occupants. Il existe d'autres dispositifs de déstratification tels que les systèmes de ventilation à gaines verticales et à jets d'air à vitesse élevée.

La convection naturelle peut être utilisée avantageusement dans les applications de refroidissement. Elle évacue l'air chaud provenant des machines et qui s'accumule au plafond tout en fournissant un refroidissement local au niveau des opérateurs.

Analyse énergétique

Il existe des possibilités de gestion de l'énergie pour les systèmes de conditionnement d'air dans les bâtiments commerciaux, les installations industrielles et les immeubles de caractère public. On peut déterminer plusieurs de ces possibilités lors d'une *analyse au passage* de l'installation. Cette analyse est habituellement plus profitable lorsqu'elle est effectuée avec la collaboration d'une personne extérieure qui possède une connaissance des techniques de gestion de l'énergie.

Mentionnons, parmi les sources de gaspillage les plus souvent relevées lors d'une analyse au passage, les thermostats endommagés ou mal réglés, les accouplements de registres desserrés, le fonctionnement inutile des systèmes d'extraction, les filtres encrassés des systèmes de traitement d'air et les courroies d'entraînement endommagées ou usées. Un personnel de direction et d'exploitation vigilant et armé d'un programme d'entretien adéquat peut réduire le gaspillage, accroître l'utilisation rationnelle de l'énergie et réaliser des économies.

Toutes les sources de gaspillage relevées lors de l'analyse au passage ne sont pas aussi faciles à analyser que celles que nous venons de mentionner. Par exemple, le système de traitement d'air d'un bâtiment administratif peut fonctionner 24 heures sur 24 pour assurer le conditionnement de l'air de salles informatiques dont le personnel est continuellement sur place, même si la majeure partie du bâtiment n'est occupé que 8 à 9 heures par jour. La solution évidente semble être l'installation d'un système local ne desservant que les zones occupées. Mais avant de prendre quelque mesure concrète que ce soit, il est important de se poser les questions suivantes:

- Quelle doit être la capacité du système local?
- Doit-il être autonome et de type monobloc, ou être relié au système de chauffage et de refroidissement central?
- Les autres parties du bâtiment peuvent-elles être affectées par l'arrêt du système central pendant les périodes d'innocupation?
- Combien de temps faudra-t-il pour amortir la mise de fonds versée pour réaliser des économies sur le coût énergétique?
- Existe-t-il d'autres solutions, comme la conversion du système central à un système à débit d'air variable qui ne réaliserait peut-être pas autant d'économies, mais possédant une période de rentabilité plus courte?

Il faut procéder à une *analyse de diagnostic* afin de déterminer mathématiquement la réduction de la consommation énergétique et les possibilités d'économies. En tenant compte de l'économie réalisée sur le coût et des frais d'installation du nouveau système, il suffit de faire quelques calculs d'analyse financière simples pour déterminer avec précision s'il est financièrement opportun ou non d'exploiter cette possibilité.

Les activités de mise en oeuvre des possibilités de gestion de l'énergie peuvent se diviser en trois volets:

- Les *possibilités de maintenance* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie *répétées à intervalles réguliers et toujours menées au moins une fois par année*. Le remplacement des filtres à air, le réglage des systèmes de régulation, l'entretien des purgeurs de vapeur et tout autre entretien préventif en sont des exemples.
- Les *possibilités d'amélioration de coût modique* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie *entreprises une seule fois et dont le coût n'est pas élevé*. L'installation de minuteries pour la mise hors circuit des systèmes dont le fonctionnement est inutile, et le déplacement des thermostats de zone afin de prévenir un surchauffage ou un surplus de refroidissement en sont des exemples.
- Les *possibilités de rénovation* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie *entreprises une seule fois et dont le coût est important*. La conversion d'un système à débit d'air constant en un système à débit d'air variable et l'installation de systèmes de récupération de chaleur en sont des exemples.

Rappelons que l'importance relative des coûts des possibilités de maintenance et des possibilités de rénovation dépend largement de l'importance et du type de l'entreprise de même que de sa politique financière.

Résumé

Les systèmes de conditionnement d'air offrent de nombreuses possibilités d'économies de coût et d'énergie. Un personnel vigilant et sensibilisé aux techniques de gestion de l'énergie peut facilement apprendre à reconnaître ces possibilités et à en tirer profit.

Les facteurs suivants influent sur la consommation énergétique des sytèmes de conditionnement d'air d'un bâtiment:

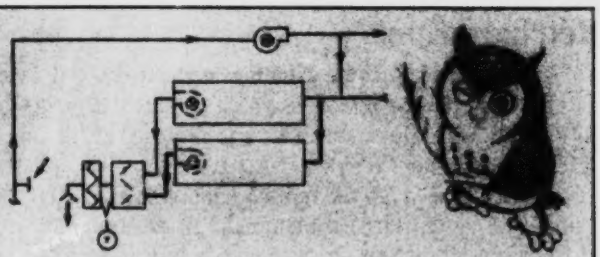
- Les gains et pertes de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment.
- La ventilation indésirable causée par les infiltrations.
- Les gains de chaleur interne occasionnés par l'appareillage et les procédés.

- L'air extérieur qui compense l'air d'évacuation.
- L'efficacité avec laquelle un système de conditionnement d'air assure l'énergie de chauffage et de refroidissement nécessaire.

La question de la gestion de l'énergie doit être abordée avec un esprit ouvert afin de découvrir mesures inefficaces auparavant acceptées. Les points énumérés dans la section Possibilités de gestion de l'énergie du présent module correspondent à des possibilités qu'on retrouve dans de nombreuses installations, mais elles peuvent aussi susciter de nouvelles idées s'appliquant aux besoins particuliers d'un établissement.

Une prise de conscience de la part du personnel responsable de la gestion, de l'exploitation et de l'entretien d'une installation permet souvent de mettre en évidence des facteurs qui peuvent se révéler fort rentables en termes d'économies d'énergie et de coût d'exploitation.

APPAREILLAGE



La présente section décrit l'appareillage des systèmes de conditionnement d'air que l'on retrouve dans les bâtiments commerciaux, les installations industrielles et les immeubles de caractère public.

Chaudières et générateurs de chaleur

Les chaudières et les générateurs de chaleur à air pulsé transmettent l'énergie thermique d'un combustible à l'eau, à la vapeur ou à l'air d'un système de distribution. Les facteurs suivants influent sur le coût d'exploitation:

- L'efficacité de la combustion.
- L'efficacité du transfert de chaleur au système de distribution y compris les pertes de chaleur par la cheminée, la chaudière ou la chaufferie.
- La consommation énergétique des systèmes d'alimentation en combustible et des ventilateurs d'air de combustion.

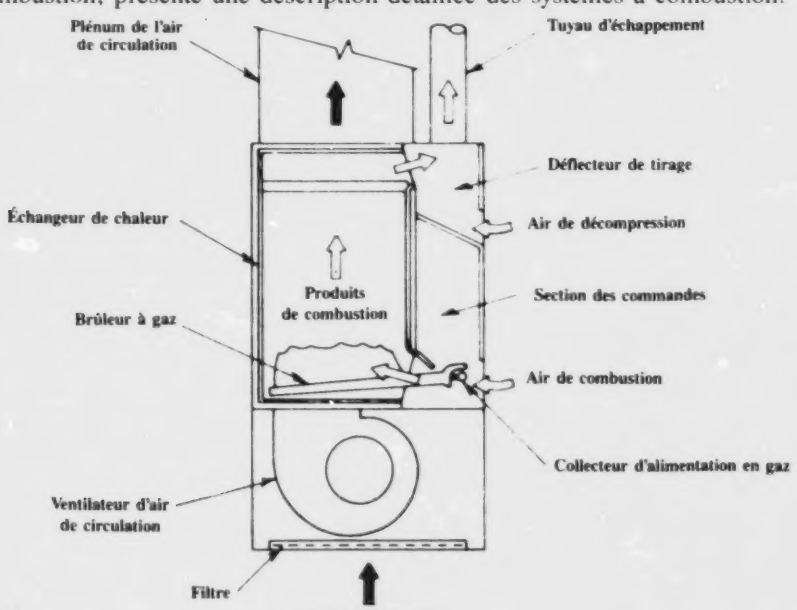
Chaudières

Les chaudières sont décrites dans le module 6, Appareillage de chauffage.

Générateurs de chaleur

Les générateurs d'air chaud (fournaises à air chaud) (figure 23) assurent le chauffage et la distribution de l'air dans les systèmes de chauffage monozone et leur capacité peut atteindre jusqu'à 4 700 MJ/h. La régulation de la chaleur produite s'effectue habituellement en allumant et en éteignant le brûleur. Le nettoyage périodique de la section de combustion des surfaces d'échange de chaleur et le réglage précis du brûleur assurent un rendement optimal. Un rendement annuel moyen de 75% constitue un objectif réaliste.

Le module 5, Combustion, présente une description détaillée des systèmes à combustion.



Générateur d'air chaud
Figure 23

Gracieuseté d'ASHRAE

Réfrigération

Dans les systèmes de conditionnement d'air, il existe deux types de refroidissement mécanique.

Les systèmes de refroidissement *à détente directe* sont utilisés lorsqu'une régulation précise de la température de l'air de refroidissement n'est pas requise, et lorsque les compresseurs peuvent être installés près du système de conditionnement d'air.

Les systèmes à *liquide refroidi* sont utilisés lorsqu'il faut transmettre le refroidissement d'un refroidisseur central à plusieurs systèmes de traitement d'air et autres appareils de refroidissement terminaux.

Les types courants de systèmes de refroidissement pour le conditionnement de l'air sont équipés de compresseurs entraînes par des moteurs électriques ou ont recours à un procédé de type à absorption avec source d'énergie thermique.

Les principes et l'appareillage des systèmes de refroidissement mécanique sont décrits dans le module 11, Refroidissement et pompes à chaleur.

Refroidisseurs entraînés par des moteurs électriques

Les systèmes entraînés par des moteurs électriques consomment une énergie globale moyenne d'environ 80 kWh par GJ de refroidissement comprennant l'énergie des pompes et du ventilateur de la tour de refroidissement. Une augmentation du différentiel entre la température du condenseur et la température de l'eau refroidie entraîne une augmentation de la consommation énergétique.

Refroidisseurs à absorption

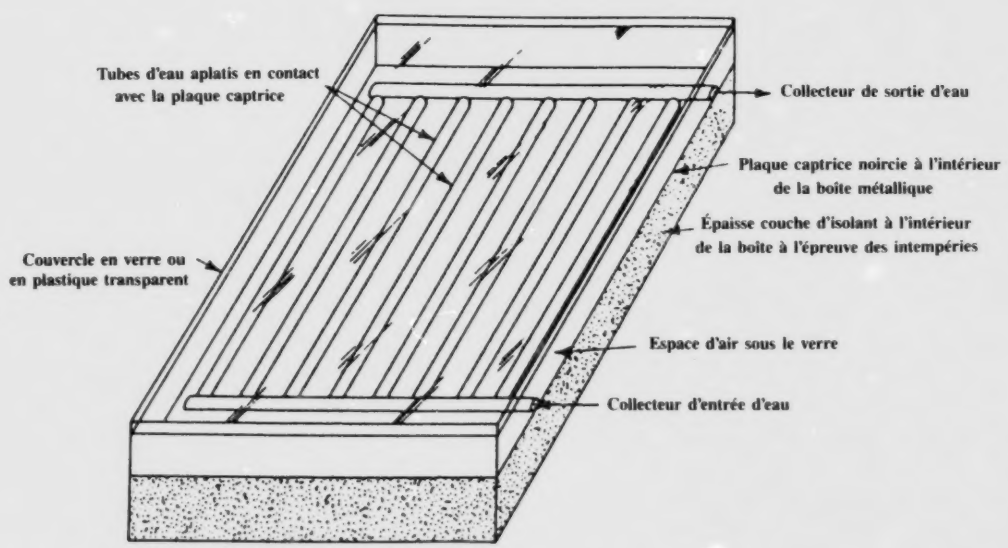
Les refroidisseurs à absorption utilisent l'énergie thermique pour le refroidissement. Les refroidisseurs consomment environ 1,4 MJ par MJ de refroidissement. En raison de leur consommation énergétique élevée, les refroidisseurs d'absorption sont normalement utilisés seulement si une source thermique peu coûteuse est disponible.

Capteurs solaires

Capteurs plats

Les capteurs plats (figure 24) transfèrent directement la chaleur captée du rayonnement solaire à un fluide caloporteur tel que de l'eau, de l'air ou une solution antigel. Ils sont normalement utilisés pour le chauffage de l'eau et le chauffage par convection à des températures de fluide pouvent atteindre jusqu'à 90°C.

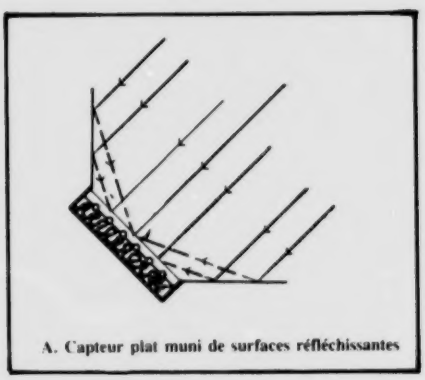
Les pertes par rayonnement et transmission thermique influencent leur rendement. Les rendements caractéristiques des capteurs plats sont de 50 à 60% en été et de 35 à 50% en hiver.



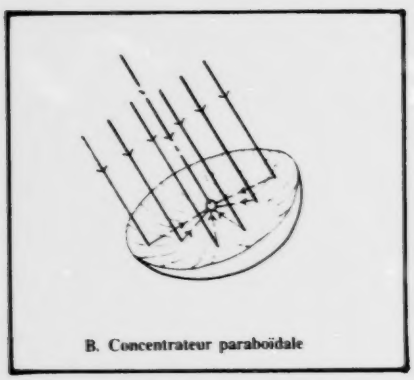
Capteur solaire plat type
Figure 24

Capteurs à concentration

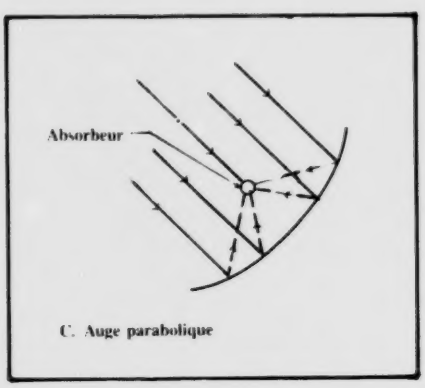
Les capteurs à concentration (figure 25) peuvent réchauffer le fluide à des températures supérieures à 150°C et être utilisés comme source de chaleur pour le refroidissement par absorption. Pour obtenir un rendement optimal, les capteurs à concentration doivent être motorisés pour que le concentrateur soit toujours dirigé vers le soleil.



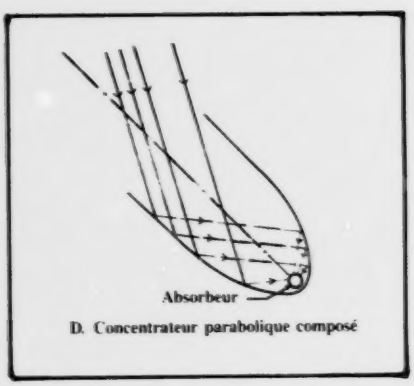
A. Capteur plat muni de surfaces réfléchissantes



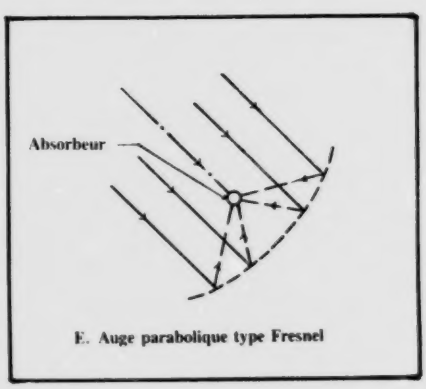
B. Concentrateur paraboïdale



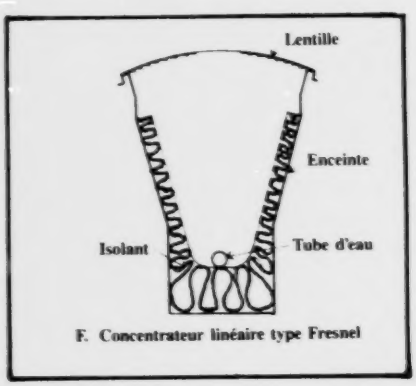
C. Auge parabolique



D. Concentrateur parabolique composé



E. Auge parabolique type Fresnel



F. Concentrateur linéaire type Fresnel

Capteurs solaires à concentration
Figure 25

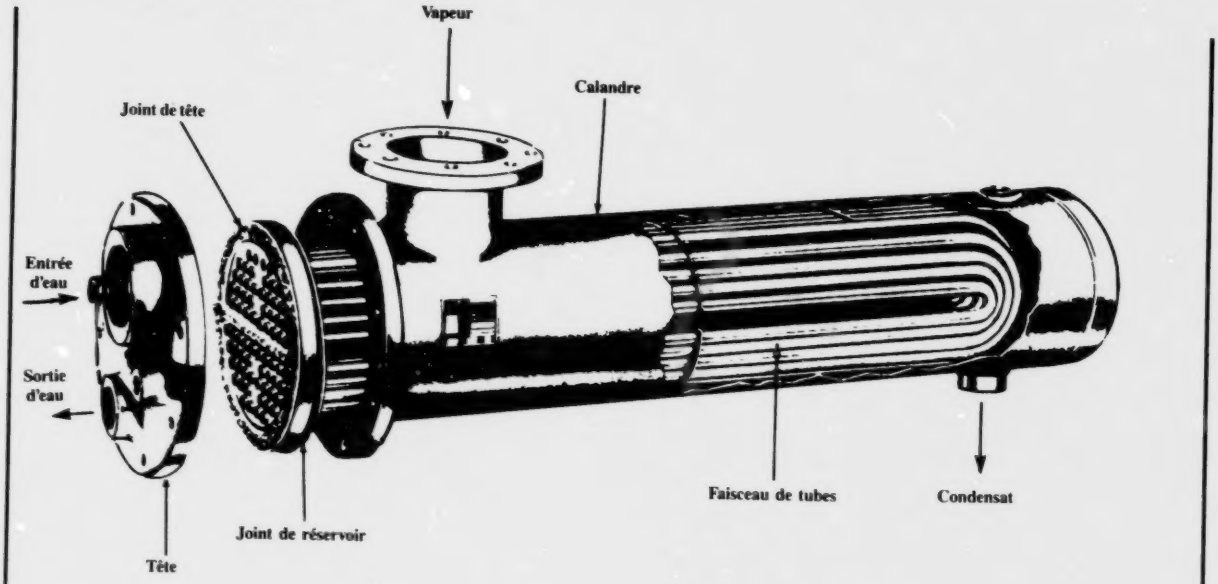
Échangeurs de chaleur

Vapeur-eau

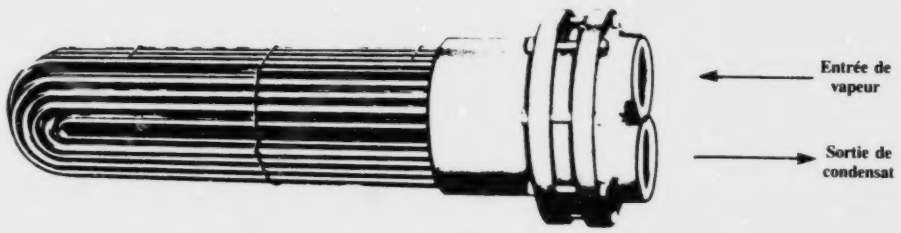
Les échangeurs de chaleur vapeur-eau utilisés dans les systèmes de conditionnement d'air peuvent avoir deux configurations: à calandre multitubulaire (figure 26) et à tubes en U immergés (figure 27).

Lorsque l'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire est alimenté en vapeur, il faut s'assurer que le condensat s'écoule librement. Il faut nettoyer les surfaces d'échange de chaleur à intervalles réguliers pour maintenir le taux d'échange de chaleur.

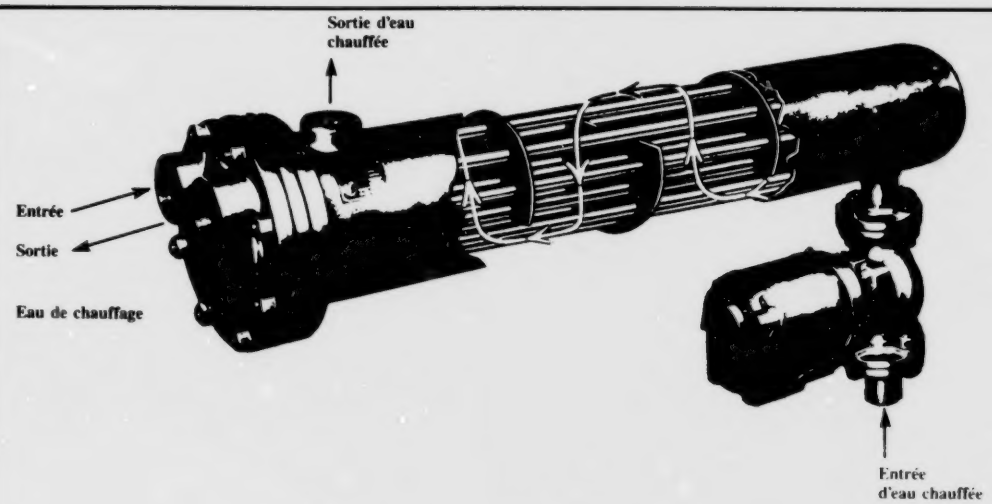
Le module 9, Chauffage et refroidissement (vapeur et eau), donne une description des corps de chauffe à vapeur et des échangeurs de chaleur.



Échangeur de chaleur à calandre multitubulaire
Figure 26



Échangeur de chaleur à tube plongeur en U
Figure 27

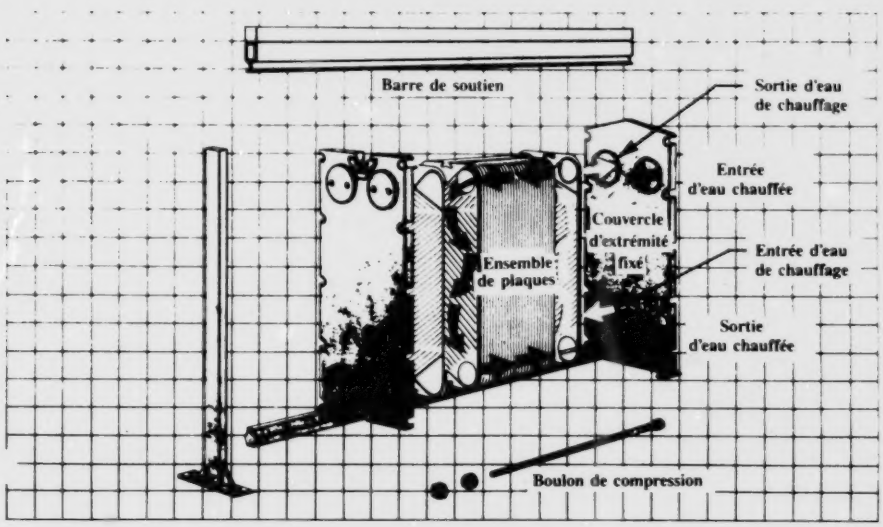


Échangeur de chaleur à calandre multitubulaire eau-eau
Figure 28

Eau-eau

Les échangeurs de chaleur eau-eau et vapeur-eau ont les mêmes configurations. Les échangeurs de chaleur à calandre multitubulaire eau-eau (figure 28) intègrent des chicanes dans la calandre pour assurer un écoulement turbulent autour des tubes et une transmission thermique efficace.

Les échangeurs de chaleur à plaques eau-eau (figure 29) sont utilisés lorsqu'on désire obtenir une faible différence de température entre l'eau de chauffage et l'eau chauffée. De tels échangeurs sont utilisés fréquemment dans les systèmes d'eau de refroidissement et de récupération de chaleur.



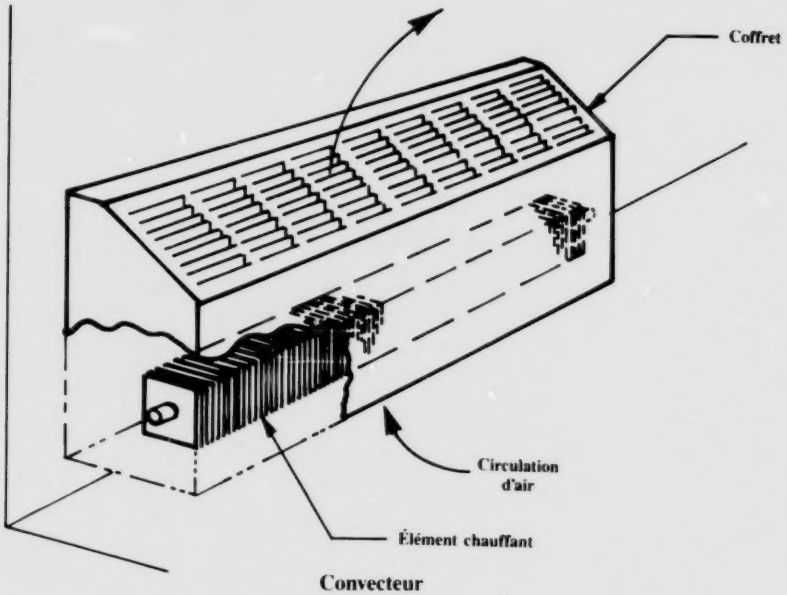
Échangeur de chaleur à plaques eau-eau
Figure 29

Corps de chauffe

Convecteurs

Un convecteur comprend un élément chauffant (tube à ailettes) placé à l'intérieur d'un coffret (figure 30) faisant fonction de cheminée et provocant un écoulement d'air autour de l'élément. La hateur du coffret influe sur l'écoulement de l'air, donc sur la convection et la quantité de chaleur émise. En effet, plus le coffret est haut, plus la quantité de chaleur émise est élevée. Le coffret peut être muni de registres manuels pouvant réduire la quantité de chaleur émise jusqu'à 80%. Les convecteurs sont utilisés sous différentes formes pour le chauffage à la vapeur, à l'eau chaude et à l'électricité.

L'installation des convecteurs sur un mur extérieur peut entraîner des pertes de chaleur considérables si le mur est mal isolé ou n'est pas étanche aux fuites d'air. En outre, on doit procéder au nettoyage périodique de l'élément à ailettes pour maintenir la puissance calorifique de l'appareil.



Convecteur
Figure 30

Ventilo-convecteurs

Les ventilo-convecteurs sont munis d'un élément chauffant (tube à ailettes) et d'un ventilateur assurant une circulation d'air d'alimentation à travers l'élément (figure 31). Ce mécanisme fournit une puissance calorifique élevée et requiert moins d'espace qu'un convecteur de capacité similaire.

Les ventilo-convecteurs sont utilisés dans des pièces telles que les hall d'entrée et les vestibules nécessitant un taux de chauffage élevé.

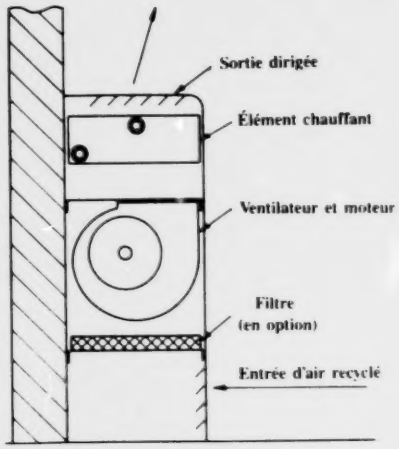
La chaleur émise par les ventilo-convecteurs à vapeur et à eau peut être réglée par la mise en marche et l'arrêt du ventilateur sans interruption de l'écoulement de vapeur ou d'eau. Par conséquent, ils continuent d'émettre de la chaleur par convection même si le ventilateur est arrêté.

Pour un rendement optimal, les filtres devraient être remplacés régulièrement et l'élément chauffant ainsi que le ventilateur, nettoyés périodiquement.

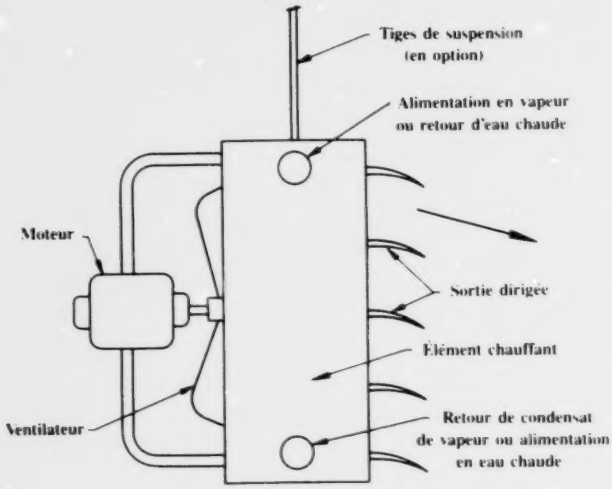
Aérothermes

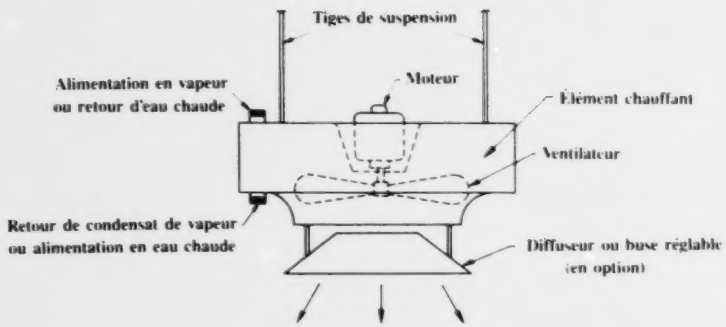
Les aérothermes fournissent une source de chaleur à prix modique dans les espaces où le niveau de bruit et le mouvement de l'air n'ont pas d'importance. Ils sont souvent installés dans les usines, les garages de réparation et les entrepôts. Les aérothermes existent sous différentes formes (figure 32) et utilisent la vapeur, l'eau, l'électricité, le mazout ou le gaz comme source de chauffage.

Les aérothermes à eau ou à vapeur peuvent être réglés par la mise en marche et l'arrêt du ventilateur sans interruption de l'écoulement de vapeur ou d'eau. Ils continuent à émettre une quantité importante de chaleur lorsque le ventilateur est arrêté. Comme les aérothermes sont habituellement installés près du plafond, l'émission de chaleur peut passer inaperçu durant de longues périodes lorsqu'aucune chaleur n'est requise.



Ventilo-convecteur
Figure 31





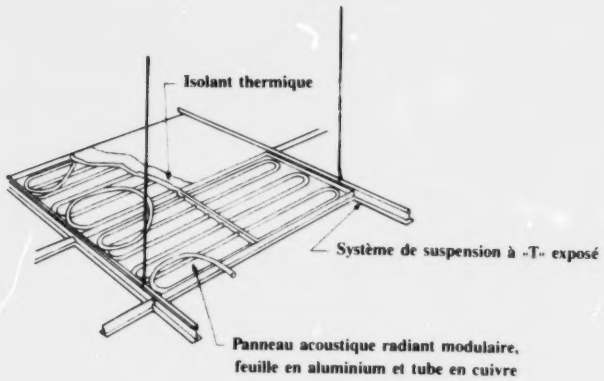
Aérotherme
Figure 32

Radiateurs

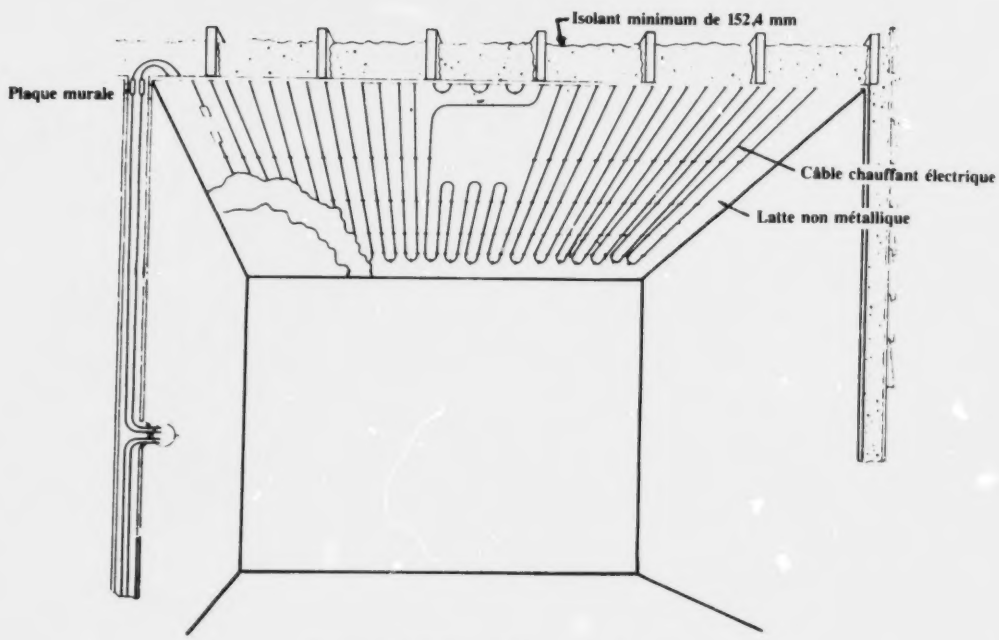
Il existe différents types de radiateurs:

- Panneaux chauffés à l'eau à basse température
- Panneaux électriques à basse température
- Radiateurs à infrarouges électriques
- Radiateurs à infrarouges à gaz

Les panneaux à basse température (figures 33 et 34) fonctionnent à une température de 30 à 90°C. L'arrière des panneaux doit être bien isolé afin de minimiser les pertes de chaleur. Lorsque l'on peinture ce type de radiateur, on peut diminuer sa capacité.

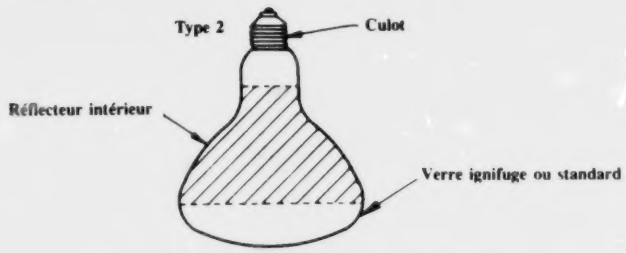


Panneau chauffé à l'eau à basse température
Figure 33

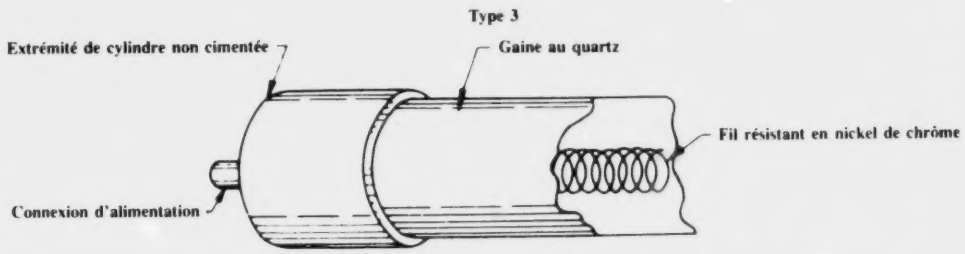


Panneau électrique à basse température
Figure 34

Les radiateurs à infrarouges (figures 35 et 36) sont utilisés pour le chauffage local lorsqu'on ne peut pas réchauffer l'air ambiant, par exemple dans les entrées à auvents, les quais de chargement et les installations industrielles non chauffées. Les radiateurs à infrarouges à commande manuelle fonctionnent souvent inutilement, ce qui entraîne un gaspillage d'énergie.

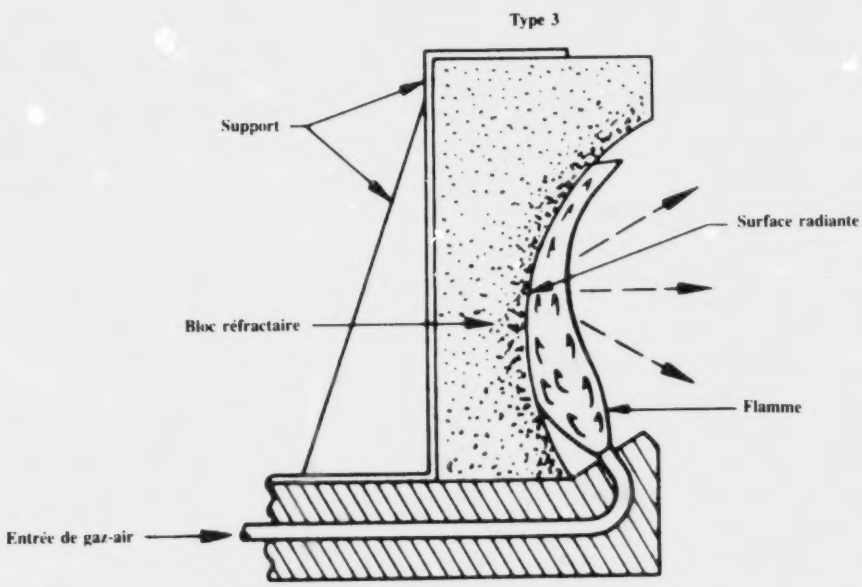


Lampe réflecteur



Lampe à quartz

Radiateur infrarouge électrique
Figure 35

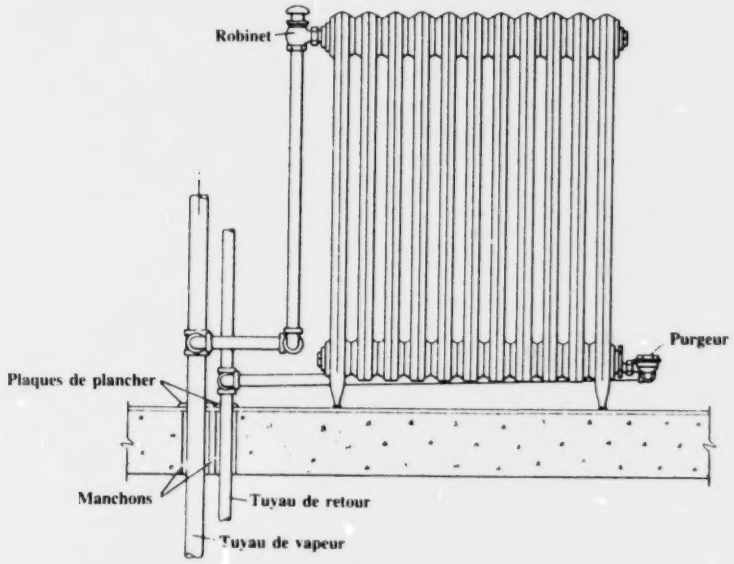


Brûleur infrarouge réfractaire à combustion directe

Radiateur infrarouge à gaz
Figure 36

Radiateurs en fonte

Plusieurs bâtiments érigés avant 1940 sont munis de radiateurs en fonte (figure 37). Ces systèmes ont été conçus pour fonctionner à l'eau ou à la vapeur à basse température et à moins de 35 kPa(eff.). Lorsqu'ils sont alimentés par une chaufferie dont la pression de vapeur ou la température d'eau de chauffage est élevée, ils sont difficiles à régler. Leur capacité d'emmagasinage thermique et leur vitesse de réponse entraînent souvent des fluctuations désagréables de température et un surchauffage par temps doux.



Radiateur en fonte
Figure 37

Systèmes centrals de conditionnement d'air

Système de traitement d'air monogaine

Un système de traitement d'air monogaine (figure 38) fournit de l'air d'alimentation conditionné. En voici les caractéristiques:

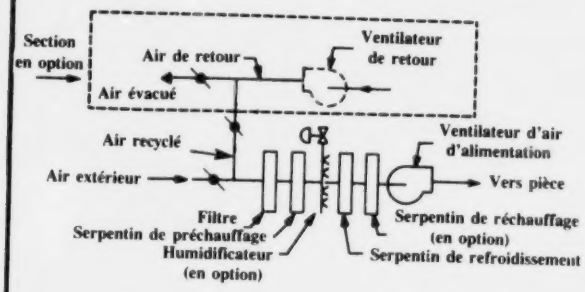
- Reprise et extraction de l'air par le biais d'un ventilateur capable de surmonter la chute de pression de la gaine.
- Aspiration de l'air extérieur.
- Réglage du mélange d'air de retour et d'air extérieur.
- Filtrage de l'air mélangé.
- Préchauffage de l'air mélangé à une température d'air d'alimentation minimale acceptable.
- Humidification de l'air préchauffé afin de maintenir l'humidité relative ambiante à un niveau minimal acceptable.
- Refroidissement et déshumidification de l'air d'alimentation pour limiter le niveau maximal d'humidité relative de l'espace.
- Distribution de l'air conditionné par un ventilateur capable de surmonter la chute de pression du système de traitement d'air et de la gaine d'air d'alimentation.

Un système de traitement d'air monogaine utilisé pour compenser 100% de l'air évacué par le l'air extérieur conditionné, comprend une prise d'air extérieur, des filtres, un serpentin de réchauffage et un ventilateur d'air d'alimentation.

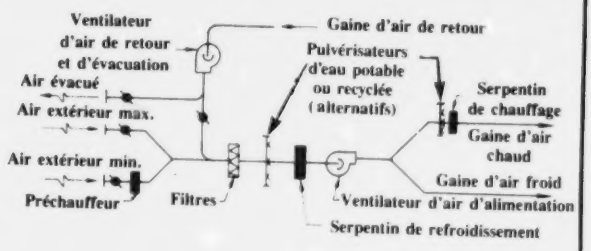
Un serpentin de réchauffage est utilisé dans les systèmes nécessitant la régulation de l'humidité à un faible niveau ou lorsque les gaines de chaleur latente interne sont élevés. Dans les bureaux, la déshumidification naturelle qui survient lorsque la charge de refroidissement sensible est satisfaite permet de maintenir un niveau acceptable d'humidité relative.

Les facteurs suivants influent sur le rendement énergétique:

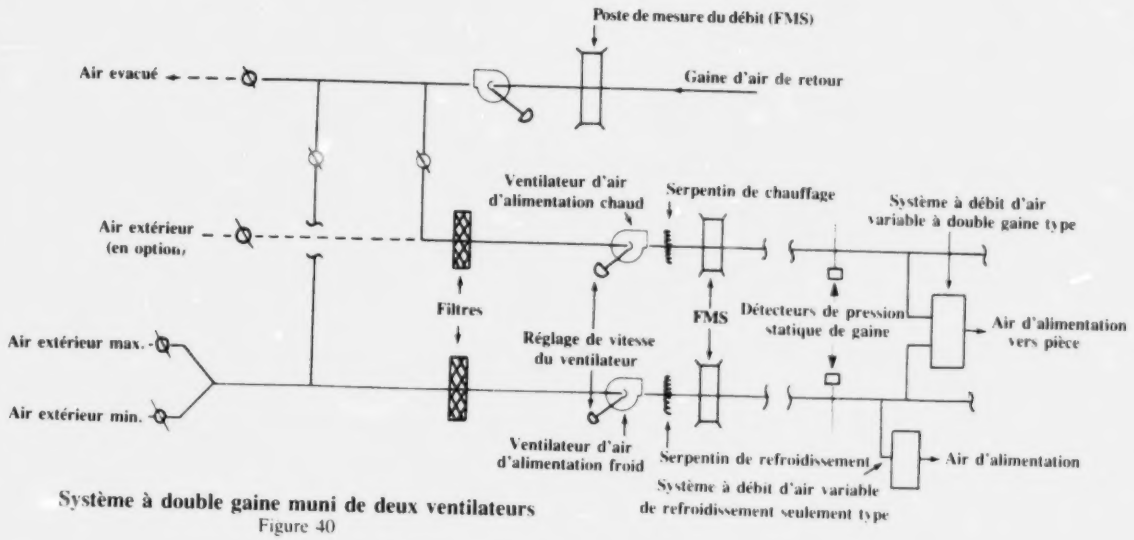
- La régulation du système doit empêcher le chauffage et le refroidissement simultanés.
- Le mélange de l'air de retour et de l'air extérieur doit réduire les charges de chauffage et de refroidissement.
- Le nettoyage régulier des filtres et des serpentins doit minimiser la puissance du ventilateur et optimiser le rendement du système de traitement d'air.



Système de traitement d'air monogaine
Figure 38



Système à double gaine muni d'un seul ventilateur
Figure 39



Système à double gaine muni de deux ventilateurs
Figure 40

Système de traitement d'air à double gaine

Un système à double gaine fournit simultanément aux dispositifs terminaux de zone l'air de chauffage et l'air de refroidissement par le biais de deux gaines montées en parallèle. Les dispositifs terminaux mélangent alors l'air de ces deux sources pour répondre aux besoins de la zone.

Un système *à double gaine muni d'un seul ventilateur* (figure 39) est un montage courant dans les petits systèmes. L'air de retour et l'air extérieur sont mélangés, filtrés, réchauffés et humidifiés comme dans un système monogaine. Idéalement, l'air chaud est chauffé à la température requise par la zone nécessitant le plus de chauffage, et l'air froid est refroidi à la température requise par la zone nécessitant le plus de refroidissement. Dans la plupart des installations, les gaines d'air chaud et d'air froid fonctionnent à une température constante pour satisfaire aux demandes de pointe, ou à une température proportionnelle à la température extérieure. Des *optimiseurs* en option reçoivent les signaux des thermostats de zone et assurent la régulation optimale de la température des gaines d'air chaud et d'air froid.

Un ventilateur d'air d'alimentation à débit constant doit pouvoir assurer un débit d'air nominal maximal à travers chaque gaine même si les charges de refroidissement et de chauffage sont très élevées. Comme la débit d'air est réparti entre les deux gaines, il survient des hausses de pression qui entraînent un gaspillage de la puissance du ventilateur. En vérifiant l'alimentation d'air et en régulant le volume d'air fourni, on peut satisfaire aux besoins du système en modulant la puissance au ventilateur.

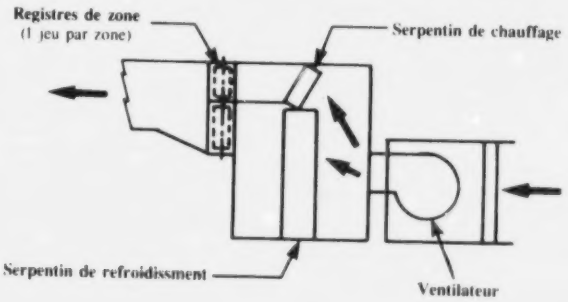
Un *système à double gaine muni de deux ventilateurs* (figure 40) utilise un ventilateur pour chaque système de gaines et requiert deux systèmes du régulation. Selon le besoin d'air extérieur minimal, la gaine d'air froid peut nécessiter un serpentin de préchauffage pour maintenir la température de l'air à un niveau acceptable.

Système de traitement d'air multizone

Un système de traitement d'air multizone (figure 41) est similaire à un système à double gaine muni d'un seul ventilateur sauf que le mélange des courants d'air s'effectue à la sortie du système central de traitement d'air. Des gaines d'air d'alimentation individuelles relient le système de traitement d'air à chaque zone. Un serpentin de préchauffage est inutile lorsque l'air extérieur requis permet un mélange à température minimale acceptable. Un ventilateur de retour est inutile lorsque la chute de pression de la gaine d'air de retour est faible.

Les fuites des registres de zone d'un système de traitement d'air multizone peuvent entraîner une augmentation de la différence de température entre les plenums d'air chaud et d'air froid pour satisfaire aux besoins des zones.

Les températures des plenums d'air chaud et d'air froid sont basées sur les mêmes charges maximales de refroidissement et de chauffage qu'un système à double gaine. Des optimiseurs sont alors utilisés pour régler les températures à un niveau optimal.

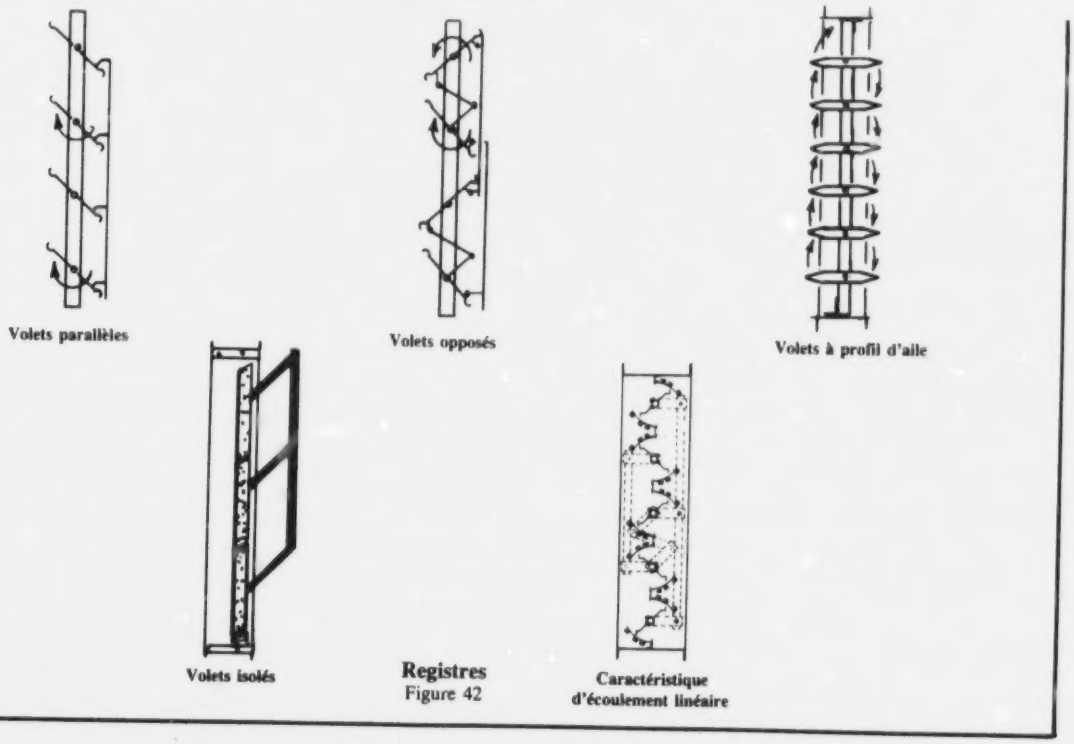


Système de traitement d'air multizone
Figure 41

Registres

Pour régler le débit d'air de façon efficace, les registres doivent être entretenus régulièrement. Des accouplements de registres lâches ou mal ajustés entraînent une perte énergétique importante causée par des fuites d'air et une déstabilisation des régulateurs automatiques.

Les registres existent sous différentes formes (figure 42). Tous les registres dont la fermeture doit être hermétique devraient être équipés de joints étanches souples et d'accouplements appropriés pour que tous les volets du registre puissent fermer complètement. Dans certains endroits, des éléments chauffants électriques ou un matériau spécial peuvent être installés pour éviter la formation de glace sur les volets.



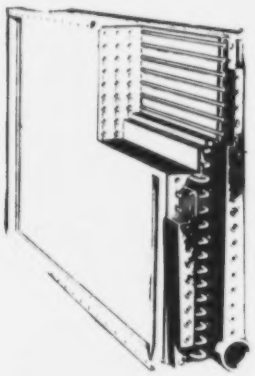
Registres
Figure 42

Serpentins de chauffage

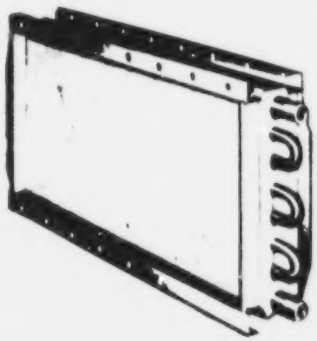
Les serpentins de chauffage sont habituellement à tube à ailettes pour offrir le maximum de surface d'échange de chaleur avec l'air de ventilation. Les grands serpentins de chauffage sont habituellement multitubulaires et munis de collecteurs d'entrée et de sortie (figure 43), tandis que les petits sont constitués de tubes continus (figure 44).

Un serpentin *à vapeur* peut être muni de tubes de distribution internes (figure 45) pour réduire les variations de températures à la surface du serpentin. La sortie de condensat d'un serpentin à vapeur exposé à des températures inférieures à 0°C peut geler si l'alimentation en vapeur est modulée. Dans de telles applications, plusieurs serpentins sont montés en série, ou encore un seul serpentin est monté avec des registres de face et de dérivation (figure 46).

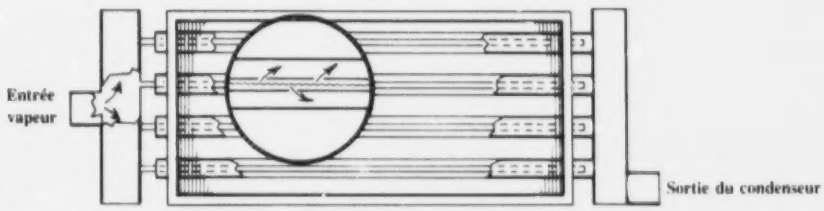
Les différents agencements de tubes d'un serpentin *à eau chaude* assurent un échange de chaleur optimal selon la différence de température disponible et le fluide utilisé. Le débit d'eau dans les grands serpentins est habituellement continu. La chaleur émise est modulée en variant la température du fluide tandis que la chaleur émise par un petit serpentin peut être modulée en variant le débit du fluide. Une solution antigel peut être utilisée comme fluide de chauffage dans les applications sous 0°C.



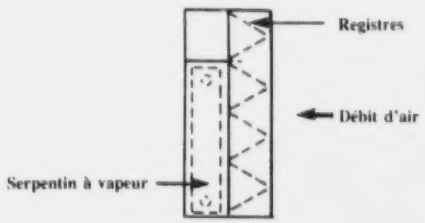
Serpentin de chauffage multitubulaire
Figure 43



Serpentin de chauffage à tube continu
Figure 44



Serpentin à vapeur
Figure 45

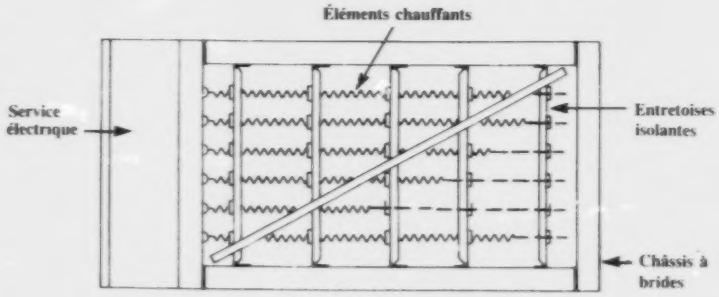


Serpentin à vapeur avec registres de face et de dérivation
Figure 46

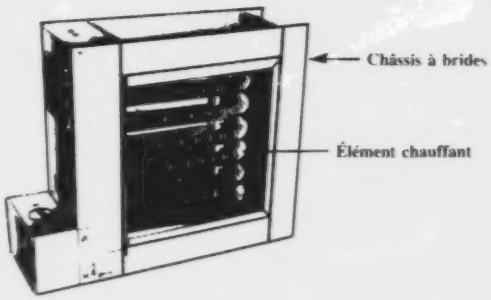
Les serpentins de chauffage *électriques* peuvent être munis de résistances nues (figure 47) ou d'ailettes (figure 48). Pour éviter le surchauffage des éléments, les serpentins électriques doivent être protégés par un thermostat haute limite et un dispositif de verrouillage électrique pour éviter qu'ils ne fonctionnent lorsqu'il n'y a pas de débit d'air. La régulation de la chaleur émise s'effectue par la commutation séquentielle de plusieurs éléments ou par la commutation électronique d'un seul élément.

Les serpentins de chauffage *à gaz réfrigérant* peuvent être sélectionnés pour la condensation ou la non condensation du gaz réfrigérant. Les serpentins à condensation sont habituellement utilisés en parallèle avec le condenseur du système de refroidissement et limités à la température de condensation de celui-ci, soit de 30 à 40°C.

Les serpentins sans condensation sont habituellement raccordés en série avec le condenseur du système de refroidissement et réduisent la température du gaz réfrigérant sans atteindre sa température de condensation. La température du gaz chaud est généralement de 60 à 90°C.



Serpentin électrique à résistances nues
Figure 47



Serpentin électrique à ailettes
Figure 48

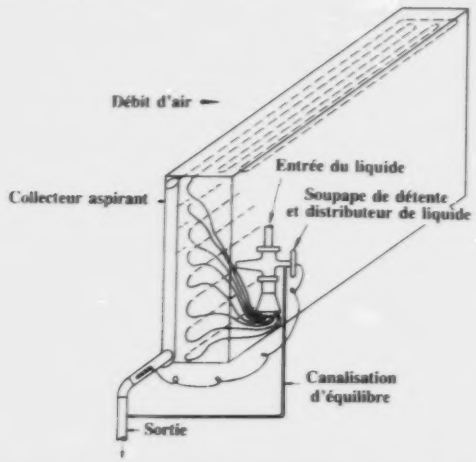
Serpentins de refroidissement

Les serpentins de refroidissement utilisent de l'eau refroidie ou l'évaporation directe d'un réfrigérant (serpentin à détente directe) pour refroidir l'air.

Les serpentins *à eau refroidie* sont similaires aux serpentins de chauffage à eau sauf qu'un plus grand nombre de tubes sont requis pour permettre de fonctionner avec une moins grande différence de température entre l'eau et l'air. Les serpentins à eau refroidie ont habituellement 4 à 8 rangées de tubes de profondeur et sont sélectionnées pour fonctionner à des températures d'admission d'eau refroidie de 5 à 10°C et à des températures de sortie d'air de 10 à 15°C.

Un serpentin *à détente directe* (figure 49) utilise l'évaporation directe d'un réfrigérant pour refroidir le débit d'air. L'effet de refroidissement peut être modulé par l'injection de gaz réfrigérant chaude soupape de détente.

Les serpentins de refroidissement doivent être équipés d'un dispositif de purge pour évacuer l'eau de condensation du courant d'air. Lorsque les vitesses de l'air atteignent plus de 2 m/s, des chicanes sont placées en aval du serpentin de refroidissement afin d'éviter que des gouttelettes d'eau soient entraînées dans les ventilateurs et autres appareils en aval.

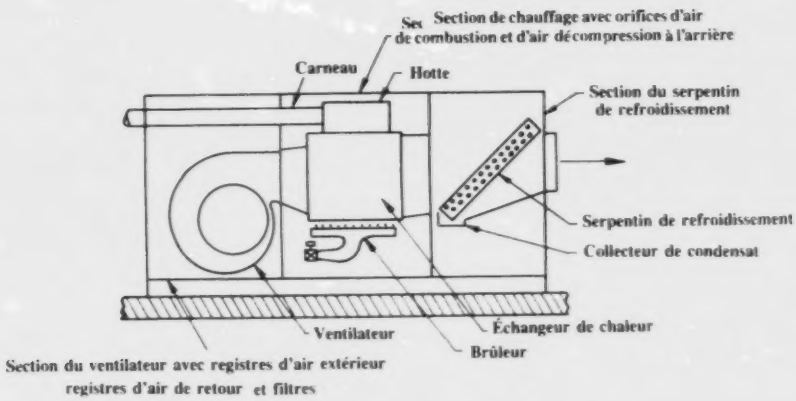


Serpentin de refroidissement à détente directe
Figure 49

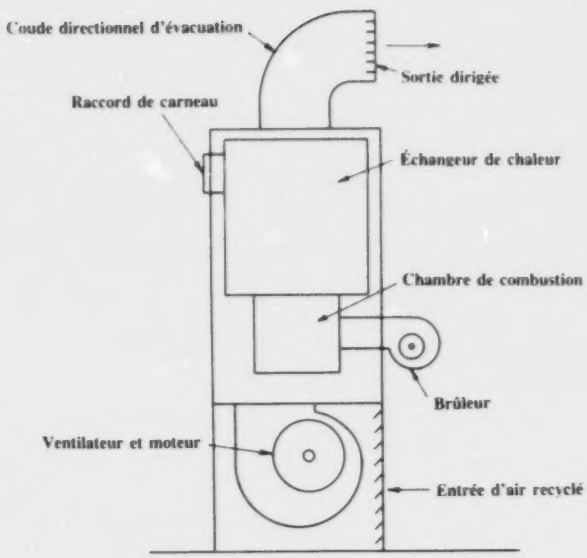
Gracieuseté d'ASHRAE

Générateurs de chaleur (fournaises) à combustion indirecte

Les échangeurs de chaleur à combustion indirecte fonctionnant au gaz naturel et au mazout (figures 50 et 51) sont utilisés dans certains systèmes de conditionnement d'air. La puissance calorifique est réglée par le fonctionnement en séquence de plusieurs éléments du brûleur ou par modulation ou débit de combustible. Le module 7, Fours, sécheurs et fours de cuisson fournit des détails concernant les fournaises à combustion indirecte.



Générateur à gaz à combustion indirecte
Figure 50



Générateur de chaleur à mazout à combustion indirecte
Figure 51

Filtres

Les filtres ont pour objectif principal de débarrasser l'air des particules de poussière. L'unité de mesure courante utilisée pour déterminer la grosseur des particules de poussière est le «micron».

$$1 \text{ micron} = \frac{1}{1\,000\,000} \text{ m}$$

Voici les trois méthodes d'évaluation de base du rendement des filtres à air.

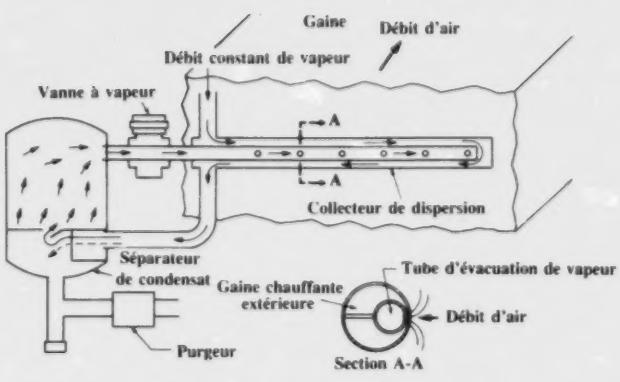
1. La méthode qui évalue *le dépoussiérage par poids* (arrestance) détermine la quantité de particules retenues lorsqu'une poussière synthétique normalisée, consistant en différentes grosseurs de particules, est filtrée. Cette méthode est expliquée dans l'ASHRAE Test Standard 52-76 sous la rubrique «synthetic dust weight arrestance».
2. La méthode qui évalue *le rendement de dépoussiérage* (dust spot efficiency) détermine l'effet de décoloration de l'air de sortie du filtre comparé à celui de l'air d'entrée lorsqu'une poussière atmosphérique normalisée est filtrée.
3. La méthode qui évalue *le rendement fractionnaire* (fractionnal efficiency) détermine le pourcentage de dépoussiérage des particules d'une grosseur spécifique.

La méthode de dépoussiérage par poids est généralement utilisée pour évaluer les filtres à moyenne et faible efficacité que l'on retrouve dans les systèmes de traitement d'air de bâtiment.

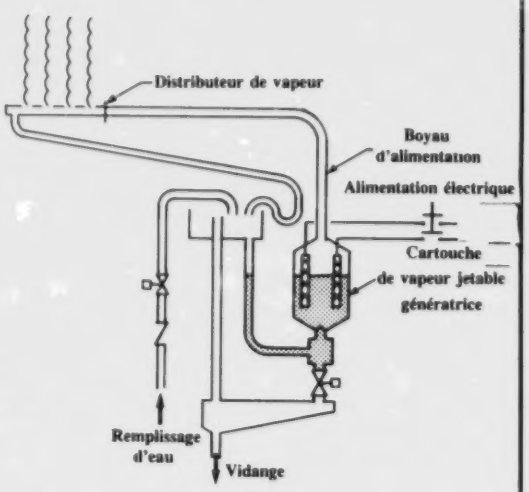
La méthode du rendement de dépoussiérage est utilisée pour évaluer les filtres à haute efficacité lorsqu'on exige l'élimination de particules inférieures à 1 micron.

La méthode du rendement fractionnaire est utilisée pour éliminer un contaminant particulier de grosseur connue. La méthode du rendement DOP est une version spéciale de cette méthode utilisée pour l'essai de filtres à très haute efficacité. On vaporise un nuage de gouttelettes uniforme de 0,3 micron d'un liquide huileux, le dioctylphtalate, dans un tube d'essai spécial raccordé au filtre. L'air du filtre à la sortie est alors mesuré à l'aide de photomètre.

La table 6 donne les types de filtres courants et leurs caractéristiques. À l'exception des filtres électroniques, la chute de pression dans les filtres à très haute capacité est élevée. Pour de plus amples renseignements concernant certains types de filtres, se référer à la rubrique Dispositifs de traitement d'air évacué.



Humidificateur à injection directe de vapeur
Figure 52



Humidificateur à vapeur électrique
Figure 53

Gracieuseté d'ASHRAE

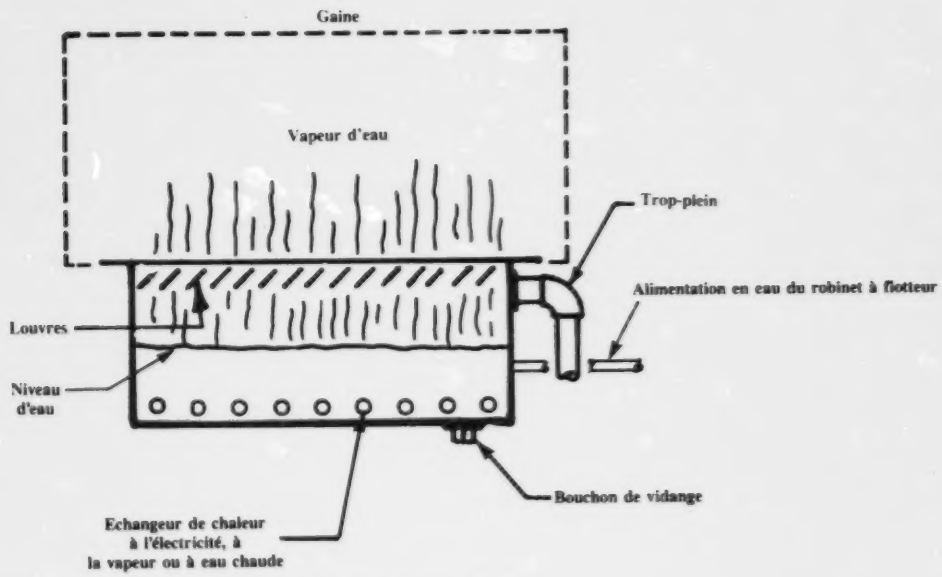
Humidificateurs

Les humidificateurs injectent de la vapeur d'eau dans l'air d'alimentation afin d'augmenter l'humidité relative de l'espace conditionné.

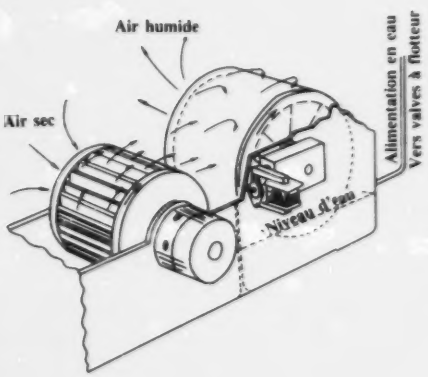
Un humidificateur *à injection directe de vapeur* (figure 52) nécessite le moins d'entretien, mais peut injecter plus de vapeur que l'air ne peut en absorber, entraînant ainsi une condensation à l'intérieur des gaines et un gaspillage important d'énergie. On peut se procurer un humidificateur à vapeur électrique autonome (figure 53) équipé d'une petite chaudière à électrodes à cartouche génératrice de vapeur jetable.

Les humidificateurs *à bac* (figure 54) peuvent être chauffés à l'eau, à la vapeur ou à l'électricité. À moins d'utiliser de l'eau distillée, le bac doit être nettoyé fréquemment pour le débarrasser de l'accumulation de calcaire.

Les humidificateurs *à baril* (figure 55) sont utilisés dans les petits systèmes. Le baril est recouvert d'un matériau facilement remplaçable lorsqu'il est couvert de calcaire. La chaleur latente de vaporisation est fournie par l'air. Il en résulte un refroidissement de l'air.



Humidificateur à bac chauffé
Figure 54

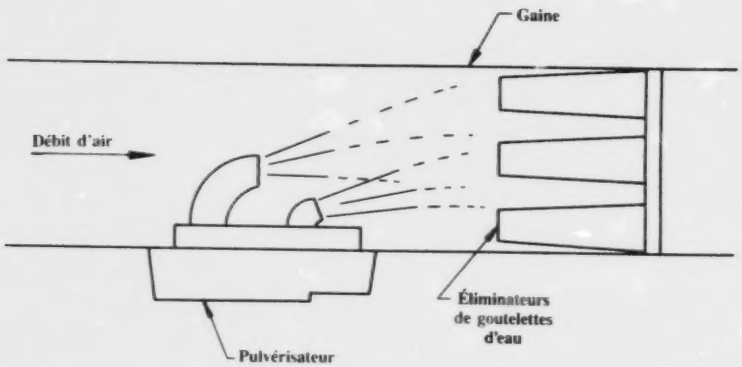


Humidificateur à baril
Figure 55

Gracieuseté d'ASHRAE

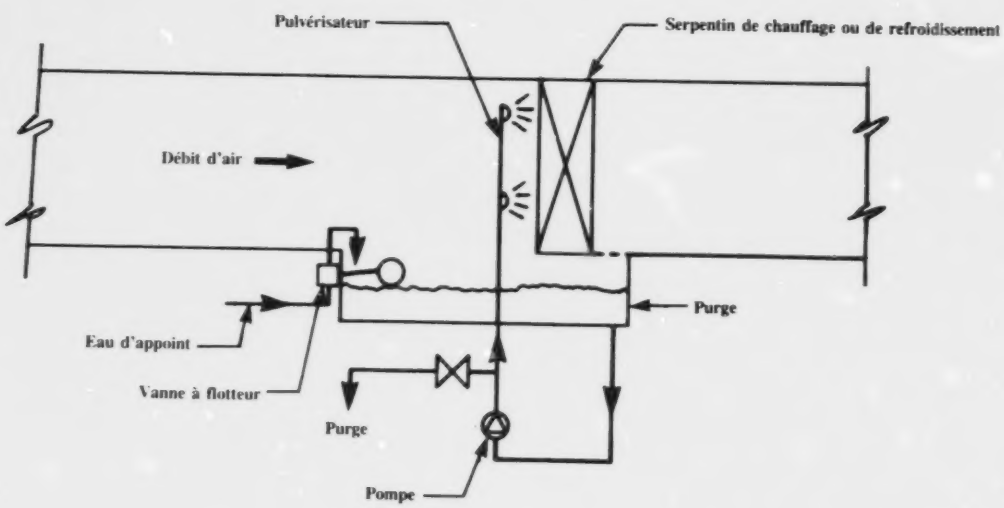
Les humidificateurs *à injection directe d'eau* peuvent être utilisés dans les très petits systèmes (pulvérisateurs mécaniques, figure 56) comme dans les grands systèmes (systèmes à serpentin vaporisé, figure 57). Comme les pulvérisateurs mécaniques injectent de l'eau non filtrée, des impuretés sont transmises directement dans l'air, entraînant la formation de tartre dans les gaines. Les systèmes à serpentin vaporisé font normalement recirculer une partie de l'eau vaporisée et contrôlent l'accumulation des impuretés en purgeant une partie du débit. La chaleur latente de vaporisation est fournie par l'air. En été, lorsque le niveau d'humidité est faible, les systèmes à serpentin vaporisé peuvent servir au refroidissement par évaporation pour réduire la charge de refroidissement mécanique.

L'épuration et le contrôle fréquents de l'eau assurent un fonctionnement efficace et empêche les autres composants du système de conditionnement d'air de s'endommager. Lorsque le réseau de distribution fournit de l'eau contenant de grandes quantités d'impuretés, telles que des solides en suspension et des métaux ou minéraux dissous, il est souvent préférable de traiter l'eau de l'humidificateur en l'adoucissant en la filtrant.



Humidificateur à pulvérisation
Figure 56

Gracieuseté d'ASHRAE



Humidificateur à serpentin vaporisé
Figure 57

Ventilateurs

Les ventilateurs utilisent *l'inertie* de l'air pour lui donner un mouvement. Le mouvement qui en résulte crée une inertie du mouvement ou *pression dynamique* et une réaction ou *pression statique* dans les gaines. L'agencement des gaines à l'entrée et à la sortie du ventilateur a un effet important sur le rendement du ventilateur, à cause de l'efficacité avec laquelle la pression dynamique est convertie en pression statique utile.

Le calcul du rendement du ventilateur doit tenir compte des pressions statique et dynamique ou de la *pression totale* entre l'entrée et la sortie du ventilateur.

Le débit d'air produit par un ventilateur peut être modulé en modifiant la vitesse de celui-ci, en modifiant l'angle d'approche de l'écoulement d'air par rapport à ses lames ou en réglant le débit par un registre.

L'efficacité du ventilateur est maximal lorsque la vitesse et réglée par moteur à régime variable ou un entraînement à régime variable monté entre le moteur et le ventilateur.

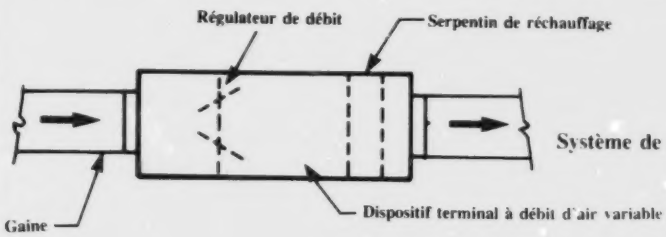
Dans un ventilateur axial, l'angle d'approche de l'écoulemnet d'air par rapport aux lames peut être réglé en tournant celles-ci. On obtient un effet similaire avec un ventilateur centrifuge en installant des registres radiaux d'entrée d'air qui impriment une rotation rapide au débit d'air.

Des registres étrangleurs créent une contre-pression artificielle qui restreint le débit d'air. Lorsque ce type de registre est combiné à certains types de ventilateurs centrifuges, il peut s'avérer aussi efficace que les registres radiaux d'entrée d'air pour régler la puissance d'entrée du ventilateur.

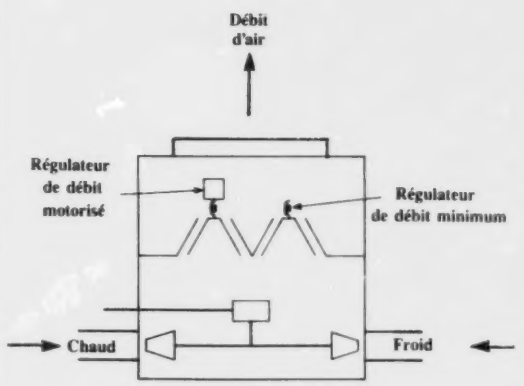
Les divers types de ventilateurs et leurs caractéristiques sont décrits au module 13.

Dispositifs à débit d'air variable

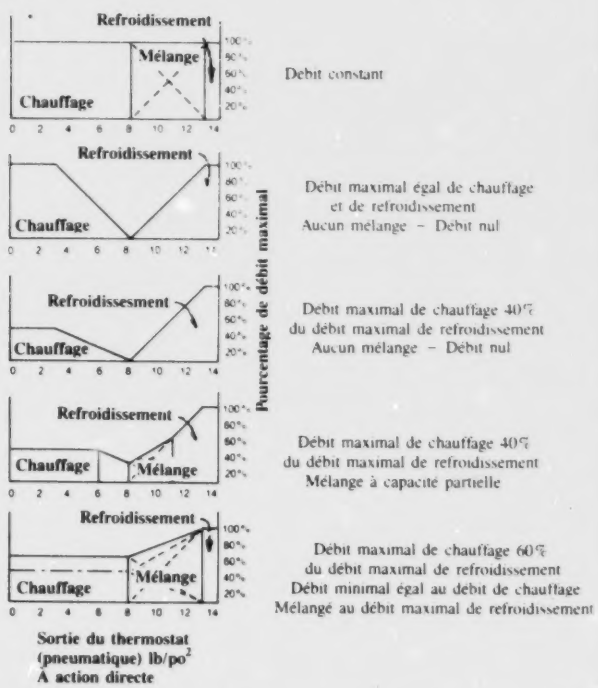
Les dispositifs à débit d'air variable varient le débit d'air des zones d'un bâtiment en fonction des besoins individuels de celles-ci. Un système de réchauffage terminal à débit d'air variable comprend un régulateur de débit d'admission (figure 58) qui fonctionne en séquence avec le serpentin de réchauffage pour réduire le débit d'air lorsque la zone doit être réchauffée. Un dispositif terminal à débit d'air variable à double gaine est illustré à la figure 59. La figure 60 représente des séquences de régulation types.



Système de réchauffage terminal à débit d'air variable monogaine
Figure 58



Dispositif terminal à débit d'air variable à double gaine
Figure 59



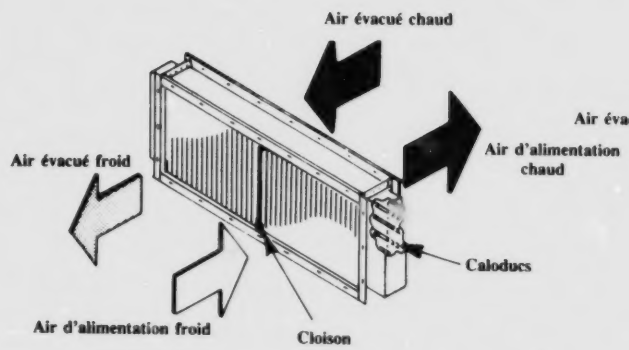
Séquences de régulation types d'un système à débit d'air variable
Figure 60

Gracieuseté d'ASHRAE

Échangeurs de chaleur air-air

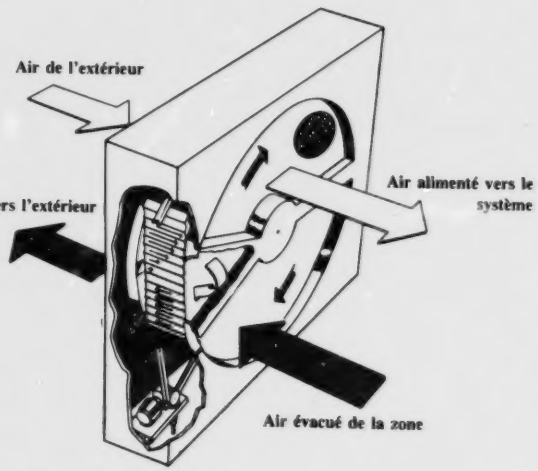
Les échangeurs de chaleur air-air comprennent les caloducs, les échangeurs de chaleur à roue thermique, les échangeurs à plaques et les échangeurs de chaleur à boucle de fluide.

Dans un *caloduc* (figure 61) la phase de vaporisation d'un fluide est utilisée pour transmettre la chaleur de l'extrémité chaude du tuyau à l'extrémité froide. Les échangeurs à caloduc nécessitent peu d'entretien et peuvent fonctionner à une vaste gamme de températures selon le fluide utilisé. Le taux de transmission est réglé en faisant dériver l'écoulement d'air le plus froid. Lorsque la température de l'extrémité froide tombe sous zéro, la température de certaines parties du caloduc dans le débit d'air chaud peut descendre sous le point de congélation. Dans ces conditions, une partie de l'air froid peut être dérivée afin de prévenir la formation de glace à l'extrémité chaude.



Gracieuseté d'ASHRAE

Caloduc
Figure 61

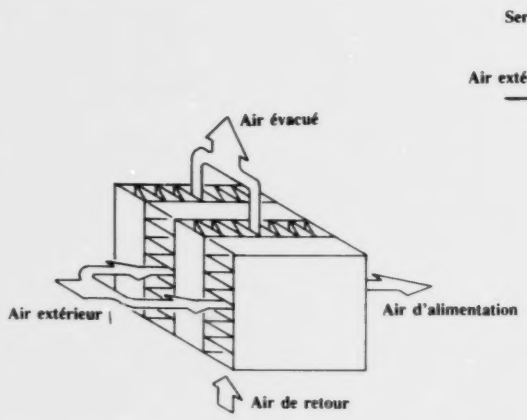


Échangeur de chaleur à roue thermique
Figure 62

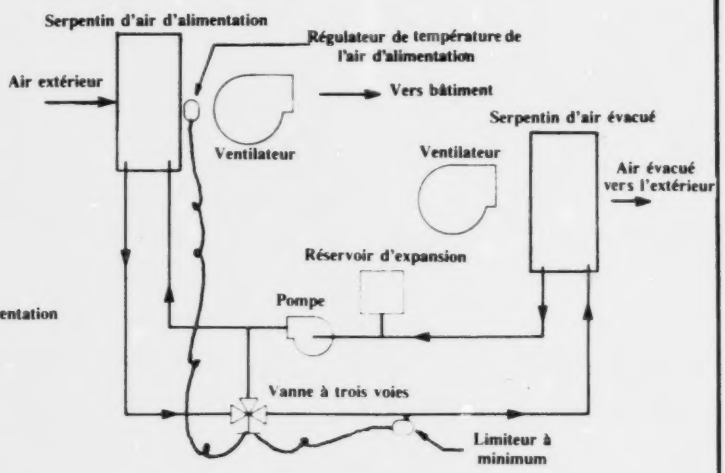
Les échangeurs de chaleur *à roue thermique* (figure 62) absorbent la chaleur lorsqu'ils passent à travers l'air chaud et la transmettent à l'air froid. Certaines roues thermiques contiennent des matières absorbantes capables de transmettre la chaleur sensible et l'humidité (chaleur latente) entre les débits d'air. La variation de la vitesse de rotation assure la régulation de la capacité calorifique. L'échangeur de chaleur peut être muni d'une section de purge pour éviter tout mélange de l'air contaminé avec l'air neuf.

Les échangeurs à roue thermique contenant des absorbants fournissent une efficacité de transmission de chaleur élevée, mais sont encombrants et comprennent un certain nombre de pièces mobiles nécessitant de l'entretien. L'air doit être filtré afin de prévenir tout encrassement des éléments. Un échangeur de chaleur à *plaques* (figure 63) est le plus simple et le moins coûteux des échangeurs de chaleur air-air. Il peut être muni d'un dispositif de nettoyage lorsque l'air à chauffer est contaminé. Dans les applications sous 0°C, une gaine de dérivation ou un serpentin de préchauffage placé dans le débit d'air froid peut empêcher la formation de glace du côté de l'air chaud.

Dans un échangeur de chaleur *à boucle de fluide* (figure 64), un solution d'antigel circule entre les serpentins placés dans le débit d'air. L'appareil est habituellement muni d'une vanne de dérivation qui règle la capacité calorifique et empêche la formation de glace sur le serpentin de chauffage. Ce système peut être utilisé pour des débits d'air distants l'un de l'autre et servir à récupérer la chaleur de débits d'air multiples.



Échangeur de chaleur à plaques
Figure 63



Échangeur de chaleur à boucle de fluide
Figure 64

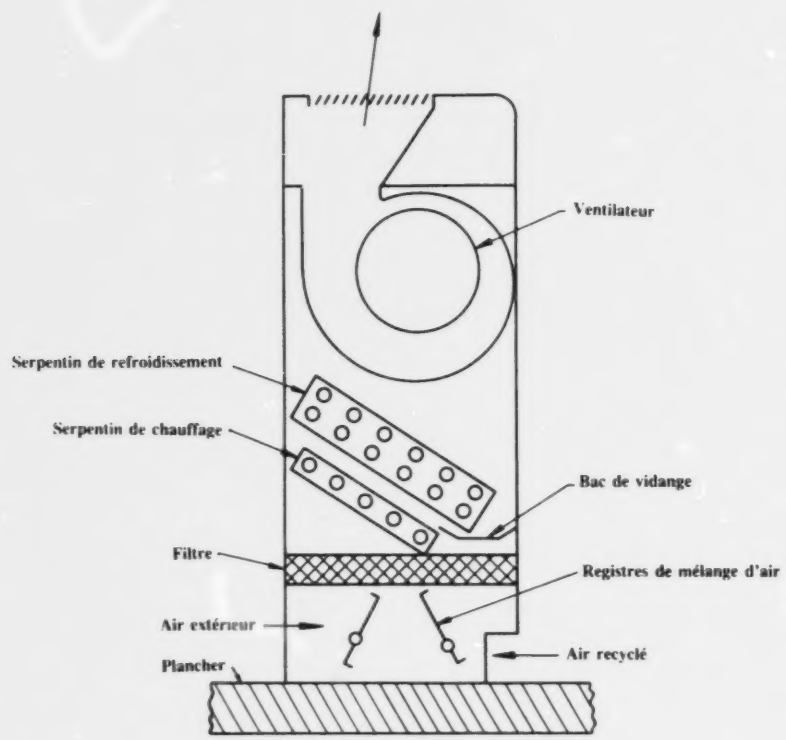
Gracieuseté d'ASHRAE

Appareillage autonome

Ventilo-convecteurs de chauffage et de refroidissement

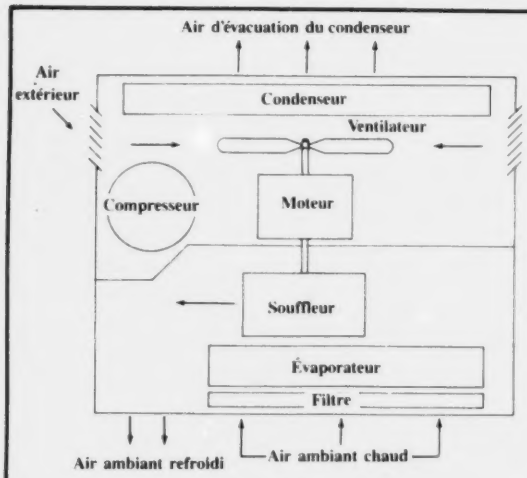
Il existe une variété de ventilo-convecteurs de chauffage et de refroidissement (figure 65). Des serpentins distincts assurent le chauffage et le refroidissement. Certains appareils sont munis d'une prise d'air extérieur.

Les ventilo-convecteurs sont des systèmes de chauffage et de refroidissement efficaces qui requièrent un entretien relativement fréquent pour bien fonctionner.

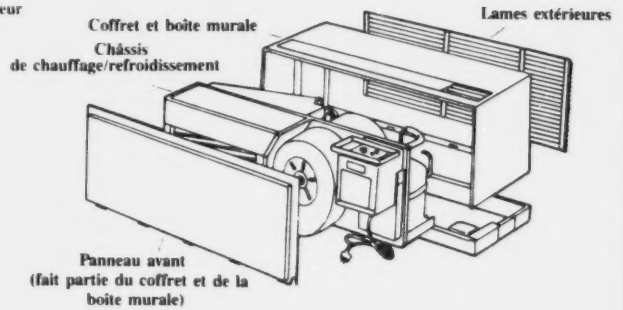


Ventilo-convecteur de chauffage et de refroidissement
Figure 65

Gracieuseté d'ASHRAE



Conditionneur d'air encastré
Figure 66



Conditionneur d'air encastré avec chauffage
Figure 67

Gracieuseté d'ASHRAE

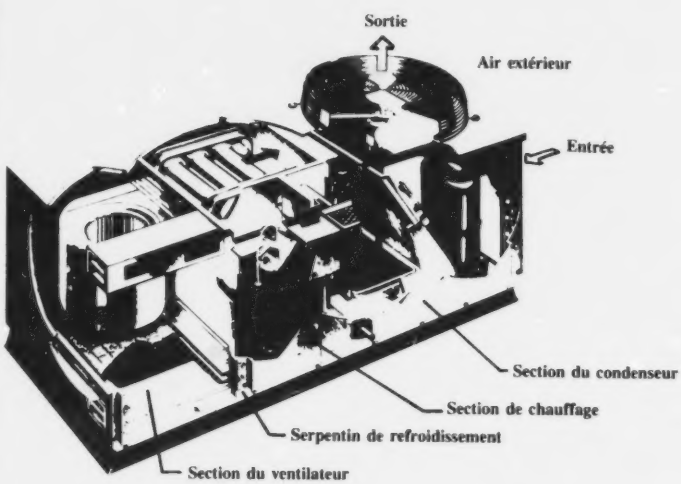
Conditionneurs d'air autonomes

Il existe une grande variété de conditionneurs d'air autonomes monoblocs.

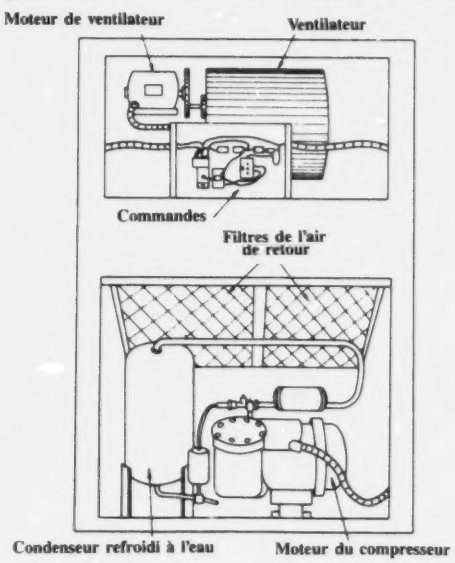
Certains conditionneurs *encastrés* assurent le refroidissement seulement (figure 66), tandis que d'autres assurent le chauffage et le refroidissement (figure 67). Les conditionneurs peuvent être munis d'une prise d'air extérieur. Ils sont souvent utilisés dans les motels et les hôtels. Ils nécessitent un entretien fréquent, les registres d'air extérieur et les régulateurs devant être réglés adéquatement pour un fonctionnement efficace.

On peut se procurer des conditionneurs d'air monoblocs *installés sur le toit* (figure 68) munis d'un ensemble de régulateurs y compris des *économiseurs* pour l'utilisation de l'air extérieur pour permettre le refroidissement naturel. Ils fournissent un conditionnement d'air efficace pour une zone unique telle qu'un magasin de vente au détail. En hiver, l'entretien des conditionneurs montés sur toit peut s'avérer difficile. Une enveloppe mal isolée et des registres de mauvaise qualité peuvent entraîner des pertes de chaleur.

Les *conditionneurs d'air intérieurs monoblocs* (figure 69) sont utilisés sur des systèmes de conditionnement d'air monozones dans les bâtiments administratifs, et dans les zones à gain de chaleur élevé telles que les salles informatiques. Ces conditionneurs sont équipés d'un condenseur intégré refroidi à l'eau ou un condenseur à distance refroidi à l'air.



Conditionneur d'air monobloc monté sur toit
Figure 68



Conditionneur d'air intérieur monobloc
Figure 69

Systèmes à induction

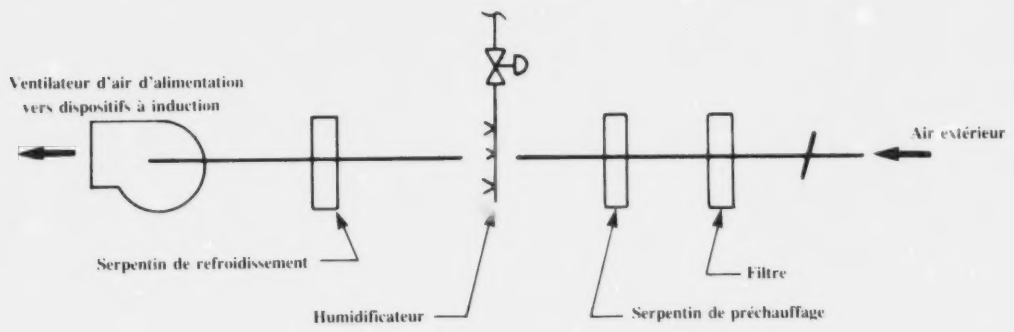
Dispositifs terminaux à induction

Les dispositifs terminaux à induction diffusent un débit d'air primaire par le biais d'une ou de plusieurs buses à travers les serpentins de chauffage et de refroidissement terminaux. Le serpentin des appareils monogaines (figure 70) requiert de l'eau de chauffage et de refroidissement. Dans les appareils à double gaine (figure 71), le refroidissement est effectué par le serpentin, le chauffage étant assuré par l'air primaire d'alimentation chaud.

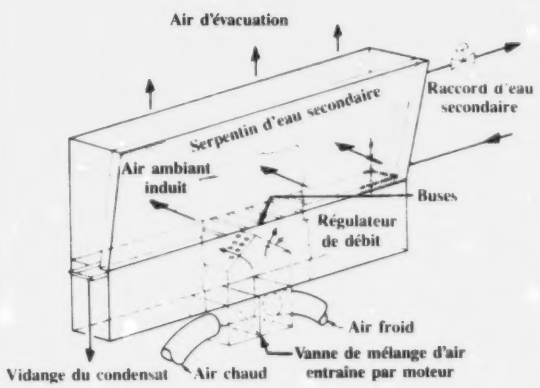
Les dispositifs à induction assurent une régulation de zone similaire à celle des ventilo-convecteurs et comprennent beaucoup moins de pièces mobiles nécéssitant de l'entretien.

Conditionneurs d'air pour systèmes à induction

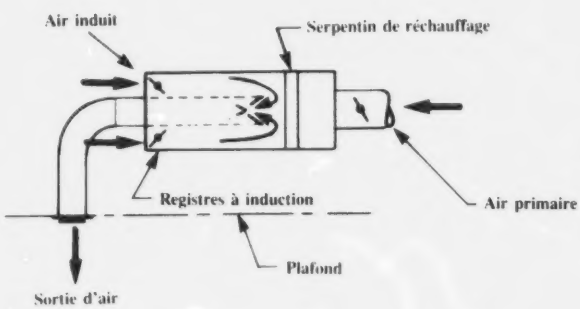
Les conditionneurs d'air pour systèmes à induction (figure 72) utilisent souvent 100% d'air extérieur. L'air primaire peut constituer 20% du débit d'air requis par un système de conditionnement d'air central normal desservant le même espace.



Corps de chauffe terminal à induction monogaine
Figure 70



Corps de chauffe terminal à induction à double gaine
Figure 71



Conditionneur d'air pour système à induction
Figure 72

Gracieuseté d'ASHRAE

Dispositifs de diffusion d'air

Diffuseurs et grilles

Il existe une variété de diffuseurs et de grilles.

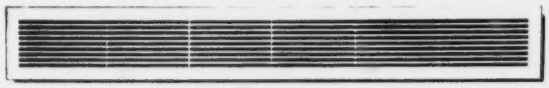
La distribution d'air avec des *grilles* (figure 73) est soit réglable ou fixe; ces appareils s'installent sur les rebords des fenêtres ou au mur.

La distribution d'air avec des *diffuseurs linéaires* (figure 74) est soit réglable ou fixe; ces appareils sont habituellement fixés au plafond.

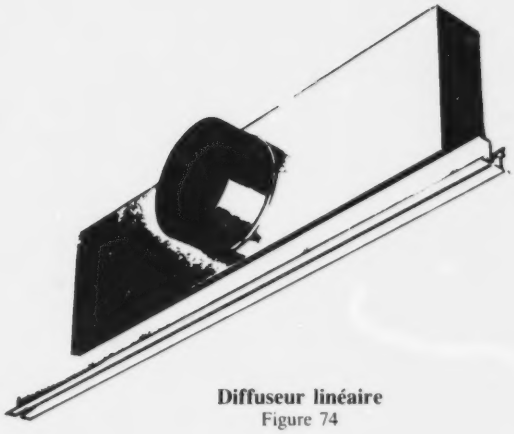
Les *diffuseurs plafonniers multidirectionnels* (figure 75) existent sous différentes formes suivant l'application. La température de l'air d'alimentation influe sur leur rendement. Lorsqu'ils sont installés dans des systèmes de chauffage et de refroidissement, leur distribution d'air peut nécessiter des réglages saisonniers pour assurer un confort optimal.

Les *diffuseurs à écoulement laminaire* (figure 76) sont utilisés dans des applications spéciales telles que dans les salles d'opération et les salles de laboratoire où un débit vertical uniforme d'air conditionné propre est requis.

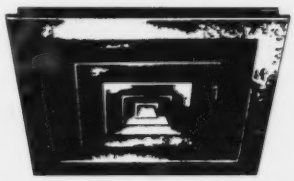
Les *diffuseurs à buse diffusante* (figure 77) sont utilisés dans les espaces à plafonds élevés, tels que les arénas, où l'air d'alimentation doit être projeté loin de la sortie d'air.



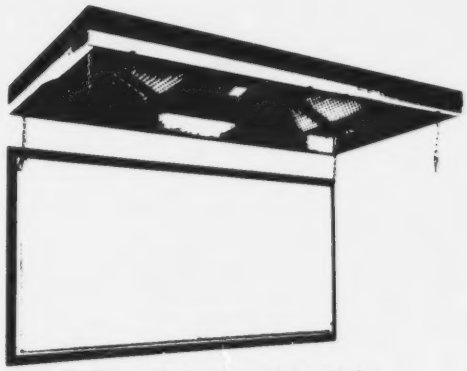
Grille
Figure 73



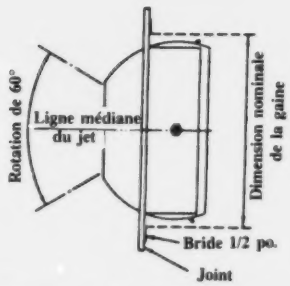
Diffuseur linéaire
Figure 74



Diffuseur plafonnier multidirectionnel
Figure 75



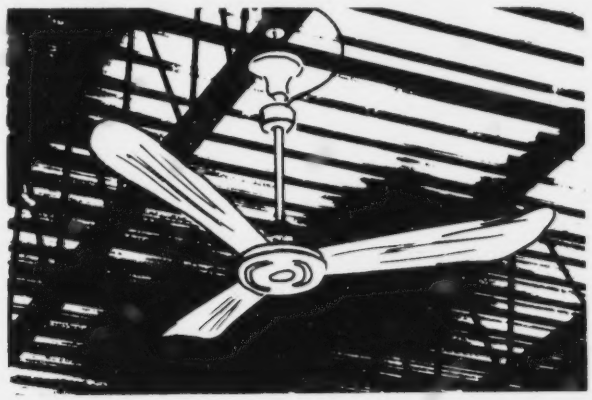
Diffuseur à écoulement laminaire
Figure 76



Diffuseur à buse diffusante
Figure 77

Dispositifs de déstratification

Dans un espace à taux élevé d'infiltrations ou à gain de chaleur interne élevé, une stratification de l'air chaud peut survenir près du plafond. Les ventilateurs à hélice (figure 78) servent à mélanger l'air stratifié avec l'air du niveau des occupants. Certains appareils peuvent être munis de régulateurs thermostatiques pour accroître la vitesse du ventilateur en réponse à une augmentation de la température de l'air au plafond.



Ventilateur de destratification
Figure 78

Systèmes d'extraction

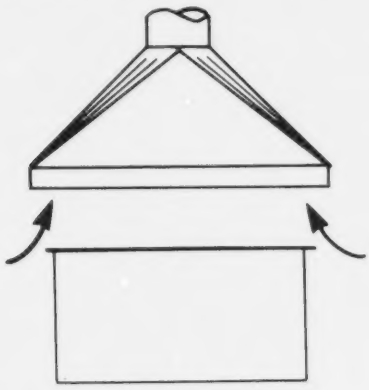
Cabines de confinement et hottes d'extraction

Il existe plusieurs techniques pour confiner et supprimer l'air contaminé ou chaud. Il s'agit d'extraire ou de traiter l'air vicié par un mouvement d'air réglé. La table 7 donne les vitesses requises pour capter les divers contaminants.

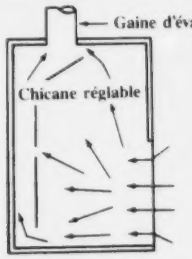
La poussière ou les odeurs désagréables peuvent être *confinées à l'intérieur d'une pièce gardée sous pression négative* par rapport la pression des pièces environnantes, en extrayant plus d'air que la quantité d'air alimenté. Cette méthode est souvent utilisée pour les postes de travail industriel et les laboratoires.

Les *hottes* (figure 79) éliminent de façon efficace les fumées provenant d'équipements générateurs de chaleur comme les cuisinières ou autre équipement de procédés à haute température. Le tirage ascendant naturel d'un tel équipement permet d'aspirer la chaleur et les fumées à l'intérieur de la hotte et de les supprimer à l'aide du système d'extraction. Le taux d'extraction d'une hotte est habituellement selectionné pour fournir une vitesse d'aspiration de 0,40 à 0,75 m/s à l'entrée de la hotte. Le mouvement de l'air ambiant sous la hotte peut influer de façon importante sur le rendement de captage.

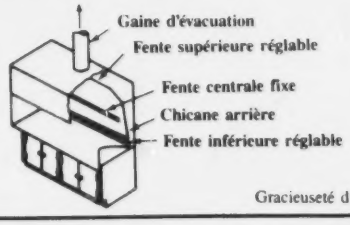
Les *hottes à ouverture avant* (figure 80) sont utilisées dans les laboratoires qui manipulent des produits chimiques ou biologiques dangereux. Les modèles montés sur les postes de travail sont les plus courants, mais on trouve également des cabines de filtrage de plein pied. Les hottes à ouverture avant assurent un captage hautement efficace et leur taux d'extraction est relativement faible en raison de la zone restreinte de l'ouverture. Les taux d'extraction standard fournissent une vitesse à l'entrée de 0,50 à 0,75 m/s, lorsque le châssis est ouvert au maximum. Les hottes utilisées pour la manipulation des matières biologiques dangereuses intègrent souvent un système de recyclage comprenant des filtres absolus.



Hotte
Figure 79

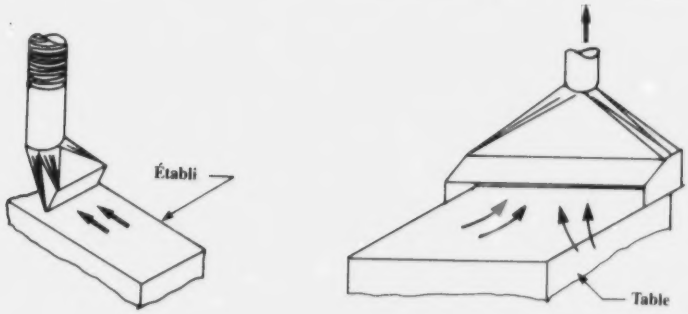


Hotte à ouverture avant
Figure 80



Gracieuseté d'ASHRAE

Les dispositifs d'extraction *à captage à haute vitesse et à proximité* (figure 81) sont utilisés lorsque l'espace ou l'activité ne permet pas l'installation d'une hotte. La consommation énergétique du ventilateur des systèmes d'extraction à proximité est relativement élevée et la haute vitesse de l'air génère énormément de bruit.



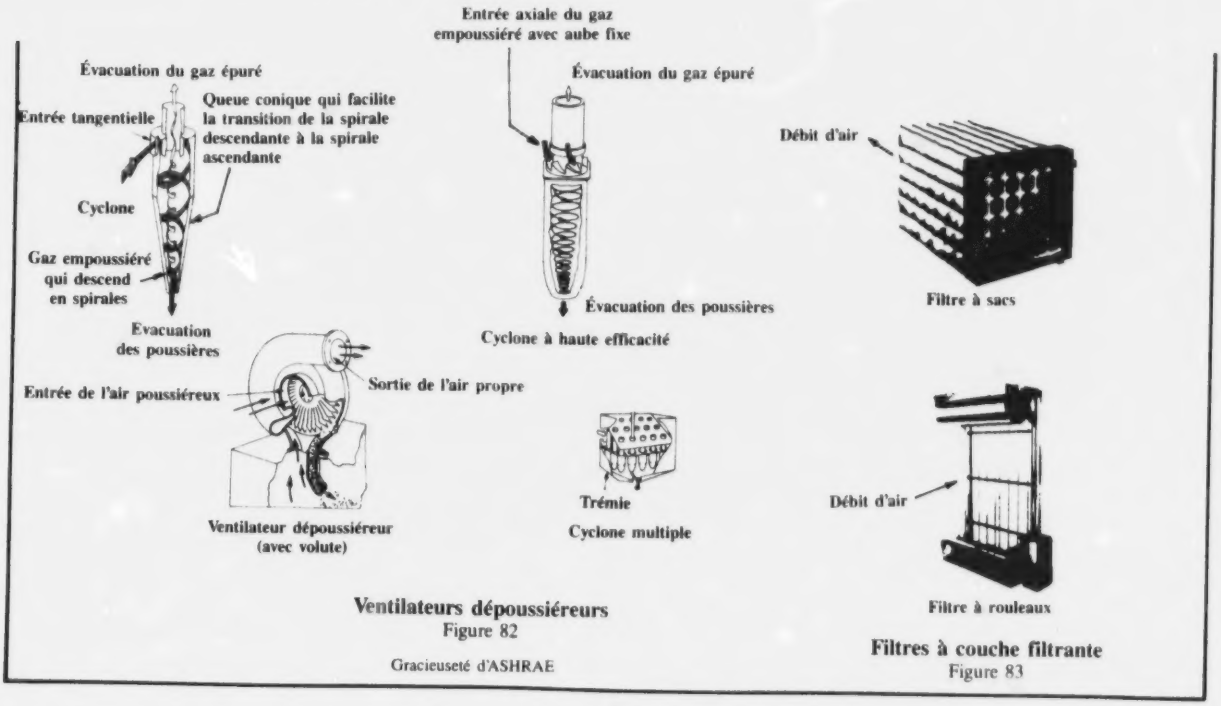
Dispositifs d'évacuation à proximité
Figure 81

Dispositifs de traitement d'air évacué

Les dispositifs de traitement d'air sont utilisés dans certaines applications pour permettre le recyclage et la réutilisation en tout ou en partie de l'air comtaminé évacué. La présente section ne traite que des dispositifs de traitement utilisés couramment dans de telles applications. Les filtres utilisés dans les systèmes de ventilation sont décrits à la section Système central de conditionnement d'air du présent module. Le traitement de l'air évacué selon les normes relatives à la pollution n'est pas du ressort du présent module.

La plupart des dépoussiéreurs et des filtres ont pour but de débarrasser l'air des particules contaminées. Comme pour les filtres des systèmes de ventilation, ils sont évalués selon leur efficacité à capter les particules de différentes grosseurs.

Les *dépoussiéreurs centrifuges* (figure 82) sont parfois utilisés en combinaison avec un filtre terminal à poches dans des applications telles que les ateliers de métallurgie et les systèmes de traitement des matériaux où de grosses particules sont en suspension dans l'air. Les *cyclones à haute efficacité* ont une chute de pression de plus 2 kPa et retiennent plus de 70% des particules supérieures à 5 microns. Un *ventilateur dépoussiéreur* capte les grosses particules et sert de force motrice assurant le débit d'air.



Ventilateurs dépoussiéreurs
Figure 82

Gracieuseté d'ASHRAE

Filtres à couche filtrante
Figure 83

Les *dépoussiéreurs à couche filtrante* par sac ou rideaux mobiles (figure 83) sont des appareils couramment utilisés dans les applications industrielles. Le choix des composants appropriés varie avec chaque application et nécessite l'étude d'un spécialiste. Ces filtres peuvent éliminer jusqu'à 99,9% des particules supérieures à 2 microns. La chute de pression d'air des filtres à poches à haute efficacité varie habituellement entre 0,5 et 1,5 kPa.

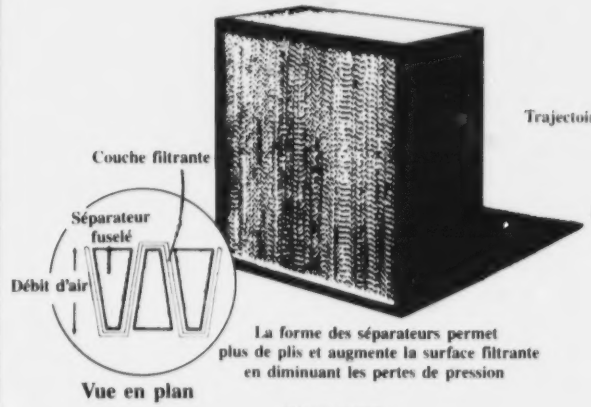
Les filtres à grande surface et à haute efficacité (figure 84), souvent appelés «filtres absolus» (HEPA), sont utilisés dans des hottes d'aspiration de fumées impliquant une charge légère de particules. En principe, les filtres absolus (HEPA) peuvent capter efficacement 100% des particules de plus d'un micron. À cause de leur coût, on doit placer des préfiltres de moindre efficacité devant ces filtres absolus pour augmenter leur durée de vie. La résistance au débit d'air varie de 0,12 à 0,25 kPa.

Les filtres électroniques sont utilisés dans les systèmes de traitement d'air monoblocs pour éliminer la fumée et les particules de poussière en suspension dans l'air. Les filtres électroniques à ionisation (figure 85) sont les plus couramment utilisés. Les fils à ionisation à haute tension créent une charge positive sur les particules de poussière et les entraîne vers les plaques collectrices mises à la terre. Ces plaques doivent être nettoyées périodiquement. Des filtres à panneaux sont parfois utilisés en aval pour attraper toute particule se détachant des plaques collectrices surchargées, et d'autres filtres sont parfois utilisés en amont pour éliminer les plus grosses particules. La résistance au débit d'air des filtres électroniques est négligeable tandis que celle des filtres à panneaux est de 0,035 à 0,065 kPa à des vitesses normales de 1,5 à 2,5 m/s.

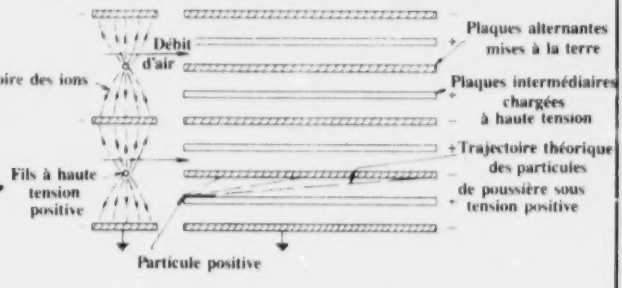
On utilise les filtres électroniques pour éliminer la fumée de tabac et certains types de fumées industrielles, ce qui réduit la nécessité d'utiliser de l'air extérieur pour la ventilation. On retrouve ces filtres dans les bars et les ateliers de soudure. De plus, des appareils spéciaux peuvent récupérer certaines matières, comme les huiles de coupe dans les ateliers de construction mécanique.

Les *filtres à charbon activé* peuvent être utilisés sous forme de filtres à panneaux pour recycler l'air des systèmes de conditionnement d'air de gymnases et de laboratoires. Les absorbants sont des solides poreux à large surface interne capables de capter un grand nombre de molécules. On estime qu'un kilogramme de charbon activé, l'absorbant le plus courant, contient plus d'un million de mètres carrés de surface interne. Les granules de charbon poreux absorbent les odeurs les plus courantes provenant des composés organiques. On peut réactiver les absorbants en les plaçant à l'intérieur d'un four à haute température. Dans la plupart des cas, comme il n'est pas économique pour l'utilisateur d'acheter l'équipement nécessaire, l'absorbant est remplacé périodiquement et renvoyé au fournisseur qui le réactive. Des préfiltres sont utilisés pour augmenter la durée de vie des filtres à charbon activé.

Certains autres absorbants sont utilisés dans des applications spéciales. Des granules d'alumine activée imprégnées de permanganate de potassium servent à absorber l'acroléine et le formaldéhyde. Le charbon peut être imprégné de produits chimiques pour accroître sa capacité d'absorption de certains gaz.



Filtre HEPA
Figure 84



Filtre à air électronique
Figure 85

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Les Possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'utiliser rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités types sont donnés sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation. Le présent chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les applications existantes des systèmes de conditionnement d'air. Il est toutefois destiné à simuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche de toutes les possibilités qu'offre leur installation. On peut également se référer à d'autres modules de la présente série pour examiner les Possibilités de gestion de l'énergie qu'offrent d'autres appareillages.

Dans les exemples concrets, les calculs relatifs aux conditions extérieures ne constituent que des données approximatives basées sur les degrés-jours et les températures mensuelles moyennes disponibles. Les méthodes de calcul et d'analyse de la présente section peuvent servir de base pour l'étude plus précise d'installations et d'emplacements particuliers. On peut se procurer des données météorologiques plus détaillées, y compris les températures quotidiennes et horaires d'un endroit précis, aux bureaux régionaux d'Environnement Canada. Il suffit, avec un peu d'ingéniosité, de traiter cette information de manière à obtenir des données de référence personnalisées pour une installation précise. Par exemple, les degrés-jours au-dessus et au-dessous de la température d'équilibre normale d'une installation constituent des données personnalisées utiles. Puisqu'il est difficile de déterminer avec précision certains facteurs comme la charge de refroidissement annuelle, on recommande une étude détaillée effectuée par un spécialiste qui pourrait servir de base pour la prise de décision sur les projets de rénovation.

La rentabilité de chaque possibilité est donnée par la *période de rentabilité* en années et s'exprime par l'équation suivante:

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{\text{mise de fonds}}{\text{économie annuelle}}$$

Possibilités de maintenance

Les possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie d'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici quelques exemples:

1. Réglage et serrage des accouplements de registres, tout particulièrement des registres d'air extérieur, des registres de zone de systèmes multizones et des registres de face et de dérivation des serpentins de chauffage.
2. Vérification et réglage des entraînements de moteurs sur les ventilateurs et les pompes pour s'assurer de la tension de la courroie et de l'alignement du raccord.
3. Remplacement des filtres d'air pour éviter une restriction à l'écoulement d'air.
4. Arrêt des systèmes d'extraction d'air et d'air d'appoint des cuisines et des salles de blanchissage lorsque les procédés ne sont pas en marche.
5. Mise hors tension des lumières et autres appareils lorsque non requis.
6. Vérification et nouveau réglage des appareils de régulation tels que les thermostats d'ambiance, les régulateurs de température d'air et d'eau ainsi que des minuteries.
7. Remplacement des isolants manquants ou endommagés sur les réseaux de tuyauteries et de gaines.
8. Remplacement ou réparation des gaines écrasées ou non étanches sur les systèmes de conditionnement d'air.
9. Nettoyage des surfaces des échangeurs de chaleur, des appareils de chauffage et des serpentins de chauffage.
10. Adoption de règlements sur l'utilisation de l'espace des installations de manière à réduire l'admission d'air extérieur, comme la désignation de sections fumeurs et non-fumeurs par exemple.
11. Détermination des températures minimale et maximale de chauffage et de refroidissement pendant les périodes d'occupation et d'inoccupation et réglage des régulateurs en conséquence.
12. Réglage du débit d'air selon les périodes d'occupation et l'utilisation de l'espace du bâtiment.
13. Mise sur pied d'un programme d'entretien planifié pour minimiser les pannes de composants.
14. Stimulation de l'intérêt de tous les occupants, de la haute direction au personnel d'entretien, pour les économies d'énergie et les mesures à prendre pour les réaliser, par des séminaires et l'incitation à la participation personnelle.

Exemples concrets de maintenance

On peut utiliser les feuilles de travail pour évaluer les possibilités d'économie d'énergie. Les exemples suivants, numérotés pour correspondre aux possibilités mentionnées, expliquent le mode d'utilisation de ces feuilles de travail. Bien que ces exemples ne soient pas des études de cas comme telles, ils représentent bien les conditions que l'on retrouve dans les installations munies de systèmes de conditionnement d'air.

1. Fuites de registres d'air extérieur

Lors d'une analyse dans un bâtiment administratif d'Edmonton, on a observé que les registres d'air extérieur d'un système de 10 000 L/s ne fermaient pas complètement. Les régulateurs étaient ajustés pour assurer un recyclage à 100%, la température de l'air mélangé était de 18°C, la température de l'air extérieur était de 0°C et celle de l'air de retour était de 22°C. À l'aide de la feuille de travail 10-2, on a déterminé le débit de la prise d'air extérieur à 1818 L/s. Le système fonctionnait continuellement et assurait une recirculation complète de l'air pendant les périodes innocupées, soit 128 heures par semaine À l'aide de la feuille de travail 10-1, on a pu déterminer que le coût de chauffage, en raison de la fuite d'air extérieur pendant les périodes d'inoccupation, était de 7 240$ par année.

En réglant les registres pour qu'ils ferment complètement, la quantité d'air extérieur a été réduite à 909 L/s.

Réduction du débit d'air extérieur = 1818 — 909 = 909 L/s

$$\text{Économie} = \frac{7\,240\$ \times 909}{1\,818} = 3\,621\$/\text{an}$$

2. Entretien des entraînements de moteurs

Un mauvais alignement des courroies et des raccords des entraînements des pompes et des ventilateurs peut gaspiller jusqu'à 10% de la puissance d'entrée. Le niveau d'efficacité des entraînements de pompes et de ventilateurs est étudié en détails dans le module 13.

3. Remplacement des filtres

Les filtres d'un système à débit d'air variable de 7 500 L/s étaient très colmatés. Après l'installation de nouveau filtres, la perte de pression a diminué de 0,200 kPa. Le système fonctionnait 24 heures sur 24, 7 jours sur 7. À l'aide de la feuille de travail 10-3, on a pu évaluer une économie d'énergie du ventilateur de 876$ par année en gardant les filtres propres.

4. Arrêt du système d'extraction

Lors d'une analyse au passage d'une cafétéria d'université à Windsor (Ontario), on a observé que la hotte de la cuisine fonctionnait 12 heures par jour même si l'équipement de cuisine ne fonctionnait que 8 heures par jour. La hotte de cuisine évacuait 3 800 L/s et était couplée électriquement à un système d'appoint d'air extérieur de 3 800 L/s. En faisant fonctionner les systèmes d'extraction d'air et d'air d'appoint sur demande seulement (8 heures per jour), les heures de service ont été réduites de (12 − 8) x 7 = 28 heures par semaine.

La feuille de travail 10-1 a été utilisée pour évaluer une économie annuelle de 2 266$.

5. Fermeture des lumières

Lors d'une analyse au passage d'un bâtiment muni d'un système de conditionnement d'air à Winnipeg (Manitoba), on a observé que les lumières restaient allumées pendant les heures d'occupation dans une section du bâtiment non utilisée. Le bâtiment était occupé 84 heures par semaine.

À l'aide de la feuille de travail 10-6, le coût de la charge de refroidissement écomomisée en éteignant les lumières a été évalué à 63$ par année.

6. Ajustement des appareils de régulation

Lors d'une analyse au passage d'un bâtiment administratif de Frédériction (Nouveau-Brunswick), on a observé que la température de l'air d'alimentation du système à réchauffage terminal muni d'un économiseur était de 3°C inférieure à la valeur de calcul.

On a également observé que, durant la saison de chauffage, le système admettait plus d'air extérieur pour permettre le maintien de cette plus basse température d'air d'alimentation et créait par conséquent une charge additionnelle de réchauffage.

Le débit d'air total du système était de 7 500 L/s et le système fonctionnait 24 heures sur 24, 7 jours sur 7.

À l'aide de la feuille de travail 10-9, on a pu évaluer une économie d'énergie annuelle de 9 840$ en réglant la température de l'air d'alimentation sa valeur de calcul.

7. Isolation des tuyaux et des gaines

Lorsque les isolants des gaines et des tuyaux sont inexistants ou endommagés, il y a augmentation de perte ou de gain de chaleur par le système de distribution d'air ou d'eau ainsi qu'une diminution de l'efficacité du système. On traite de l'isolation des tuyaux dans le module 1, Isolation thermique des équipements, et dans le module 8, Systèmes a vapour et à condensat.

8. Fuites de gaines

Une fuite de gaine peut résulter de dommages matériels, d'une installation inappropriée ou d'une mauvaise étanchéité. Si une quantité sensible d'air s'échappe d'un réseau de gaines, il se peut que les conditions nominales de l'espace ne soient plus respectées et que l'on doive augmenter le débit d'air du ventilateur. Ce dernier doit alors augmenter sa consommation énergétique en raison des plus grandes pertes par friction dans les gaines. Si, par exemple, les fuites d'un système de traitement d'air sont de l'ordre de 10%, il faut augmenter la puissance du ventilateur d'environ 20% pour répondre à la demande d'air pour l'espace ventilé.

Le taux de fuite d'air d'un réseau de gaines non étanche et mal installé peut être supérieur à 15%.

9. Propreté des surfaces de l'échangeur de chaleur

Lorsque les surfaces d'un échangeur de chaleur sont propres, elles maintiennent le taux de transmission de chaleur aux environs de sa valeur nominale. Lorsque ces surfaces deviennent sales ou corrodées, le taux de transmission de chaleur diminue et l'on doit augmenter la température pour transmettre la quantité de chaleur désirée. Une hausse de température de chauffage entraîne des pertes de chaleur dans le système de distribution et peut réduire l'efficacité de la source de chaleur.

10. Affectation de sections pour fumeurs

Lors d'une analyse au passage d'un bâtiment administratif de Sudbury (Ontario), on a observé que la cigarette était permise dans tout le bâtiment. Pour maintenir l'environnement intérieur à un niveau acceptable de confort, le système puisait 1 500 L/s d'air extérieur durant les périodes d'occupation, soit 70 heures par semaine. En désignant des sections de fumeurs desquels tout l'air de retour était évacué, on a évalué une réduction d'air extérieur de 375 L/s. La température ambiante nominale était de 22°C en hiver et de 24°C en été.

À l'aide de la feuille de travail 10-1, on a pu évaluer une économie annuelle de chauffage de 1 372$ par année. On a utilisé la feuille de travail 10-5 pour évaluer une économie annuelle de refroidissement de 20$.

11. Réglage des thermostats

Il n'est ni nécessaire ni souhaitable de régler la température ambiante d'un bâtiment à une valeur constante en toute saison. Durant les périodes d'occupation, les températures de 20°C en hiver et 25°C en été sont considérées comme acceptables.

Un bâtiment administratif de Frédéricton au Nouveau-Brunswick fonctionnait toute l'année à une température ambiante de 22°C. La consommation annuelle du système de chauffage était de 70 000 litres de mazout n°2.

On a décidé d'abaisser la température des thermostats d'ambiance à 20°C pendant la saison de chauffage. À l'aide de la feuille de travail 10-12, on a pu évaluer une économie annuelle de combustible de 3 599$ basée sur un coût de combustible de 0,40$ par litre et fonctionnement 24 heures sur 24.

En augmentant le réglage du thermostat à 25°C pendant l'été, on peut réduire sensiblement le coût de la charge de refroidissement. Cette température estivale plus élevée est considérée acceptable pour la plupart des activités de bureau et évite de surprendre le personnel lorsqu'il entre et sort du bâtiment.

12. Débits d'air

Les débits d'air admissibles varient selon l'occupation, l'activité et le niveau de contaminants en suspension dans l'air. Si par exemple, une partie d'un bâtiment prévue pour des bureaux et transformée en entrepôt ou demeure inoccupée, on peut réduire le débit d'air. Les personnels d'exploitation et d'entretien doivent être conscients de toutes les possibilités d'économie d'énergie en réduisant les débits d'air des systèmes de conditionnement d'air.

13. Programme de maintenance planifié

L'adoption d'un programme de maintenance efficace comprenant l'inventaire complet de l'appareillage, la mise à jour de données sur la durée de vie des composants et l'entretien prévu de l'appareillage entraîne des économies d'énergie en rendant le système plus efficace.

14. Séminaires sur les économies d'énergie

Tous les employés d'un bâtiment, de la haute direction au personnel d'entretien, devraient assister à des séminaires sur les économies d'énergie. Lorsque les employés connaissent la consommation énergétique de certains appareillages ou de certains procédés, ils deviennent plus conscients des économies possibles à réaliser et limitent leur utilisation. Par exemple, si une hotte de cuisine fonctionne 24 heures sur 24 même si la cuisine n'est occupée que 8 heures par jour, un personnel averti aura l'initiative de fermer le ventilateur.

Certains objectifs portant sur les économies d'énergie devraient être proposés pour motiver tous les employés à participer à leur atteinte. Il a déjà été démontré que des économies d'énergie de l'ordre de 10 à 20% ont été réalisées grâce au bon jugement des employés.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples.

1. Installation de minuteries pour fermer les systèmes de conditionnement d'air ou les ajuster pour une recirculation d'air à 100% pendant les périodes d'inoccupation
2. Installation de systèmes de couplage qui assurent l'arrêt des pompes des systèmes de chauffage ou de refroidissement lorsque leur fonctionnement n'est pas désiré.
3. Installation d'«économiseurs» sur les systèmes de traitement d'air centraux afin d'utiliser l'air extérieur au lieu du refroidissement mécanique.
4. Installation des thermostats programmables pour réduire automatiquement la température ambiante pendant les périodes d'innocupation de la saison de chauffage.
5. Installation de vannes thermostatiques sur les corps de chauffe périmétriques dont la température de l'eau est constante ou proportionnelle à température extérieure.
6. Installation de joints d'étanchéité sur les rebords de registres pour réduire les fuites d'air extérieur et évacué.
7. Installation de vannes de régulation près des aérothermes et des ventilo-convecteurs pour l'arrêt du débit d'eau ou de vapeur lorsque les ventilateurs ne fonctionnent pas
8. Interconnexion des apareils de régulation pur des espaces munis de systèmes de chauffage et de refroidissement distincts pour éviter le chauffage et le refroidissement simultanés.
9. Installation d'optimiseurs dans les appareils de régulation des systèmes multizones et à double gaine pour optimiser la température des gaines d'air chaud et d'air froid.
10. Installation d'optimiseurs dans les appareils de régulation des systèmes de réchauffage terminal pour optimiser la température de l'air d'alimentation et minimiser la charge de réchauffage.
11. Réduction du taux d'admission d'air extérieur à la valeur minimale exigée par les règlements locaux ou requise pour compenser l'air évacué du bâtiment.
12. Réduction du taux d'admission d'air extérieur à la valeur minimale exigée par les règlements locaux ou requis pour compenser l'air évacué du bâtiment.
13. Installation de ventilateurs de déstratification dans les endroits à plafonds élevés.
14. Réduction des chutes de pression, si possible, dans les systèmes de circulation d'eau et d'air à l'aide de filtres et de tamis à faible chute de pression et en retirant les raccords ou les obstructions qui entraînent des pertes de pression élevées. Réglage des vitesses des ventilateurs et des pompes pour économiser l'énergie motrice.

Exemples concrets d'amélioration de coût modique

On peut utiliser les feuilles de travail pour évaluer les possibilités d'économie d'énergie. Les exemples suivants, numérotés pour correspondre aux possibilités mentionnées, expliquent le mode d'utilisation de ces feuilles de travail. Bien que ces exemples ne soient pas des études de cas comme telles, ils représentent bien les conditions que l'on retrouve dans les installations munies de systèmes de conditionnement d'air.

1. Arrêt du système de conditionnement d'air

Un système de traitement d'air fournit 20 000 L/s d'air à une pression totale de 1,2 kPa. Le bâtiment est occupé 70 heures par semaine. Pendant les périodes d'inoccupation, soit 98 heures par semaine, le système fait recirculer l'air à 100%. On a déterminé que le système pouvait être arrêté sans problème pendant les périodes d'inoccupation. L'économie d'énergie du ventilateur a été déterminée à l'aide de la feuille de travail 10-3.

On a évalué une économie de 8 154$ par année.

Le coût d'installation d'une minuterie qui ferme automatiquement le système pendant les périodes d'inoccupation a été évalué à 400$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{400\$}{8\ 154\$} = 0{,}05 \text{ an (18 jours)}$$

2. Arrêt de la pompe

Une pompe de circulation d'eau chaude asservie à un serpentin de chauffage du système de traitement d'air de l'exemple 1 fait circuler 20 L/s à une pression totale de 150 kPa. L'économie réalisée par l'arrêt simultané de la pompe et du système de traitement d'air a été déterminée à l'aide de la feuille de travail 10-4.

On a évalué une économie de 1 529$ par année.

La mise de fonds à verser pour le raccordement d'une minuterie au système de traitement d'air a été évaluée à 100$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{100\$}{1\ 529\$} = 0{,}07 \text{ an (24 jours)}$$

3. Économiseur

À Frédéricton (Nouveau-Brunswick),une pièce intérieure comprenant une installation informatique était desservie par un système de conditionnement d'air dont l'air était recirculé à 100%. La salle était continuellement occupée par 3 personnes et comprenait 30 appareils d'éclairage de 90 watts chacun. La consommation électrique moyenne du matériel informatique à été évaluée à 55 000 watts selon les données du constructeur d'ordinateurs.

On a convenu que l'installation de prises d'air extérieur, de gaines d'extraction et d'un système *économiseur* permettrait l'utilisation de l'air extérieur pour le *refroidissement naturel* pendant une partie de l'année.

À partir des données météoroligiques de Frédéricton obtenues par Environnement Canada, on a déterminé que la température mensuelle moyenne était supérieure à 18°C durant deux mois de l'année. À l'aide de la feuille de travail 10-6, on a évalué une économie d'énergie de refroisissement de 6 113$ par année en refroidissant les lieux avec l'air extérieur pendant les 10 autres mois de l'année.

Le coût du réseau de gaines et des économiseurs a été évalué à 7 500$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{7\ 500\$}{6\ 113\$} = 1{,}2 \text{ an}$$

4. Abaissement nocturne

Un bâtiment chauffé à l'électricité de Frédéricton (Nouveau-Brunswick) maintenait une température constante de 22°C pendant la saison de chauffage.

On a convenu que l'installation de thermostats programmables pouvait abaisser la température ambiante à 15°C 12 heures par jour. À l'aide de la feuille de travail 10-12, on a évalué la réduction des coûts de chauffage à 4 265$ par année.

La mise de fonds à verser pour l'installation des thermostats a été évaluée à 7 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{7\ 000\$}{4\ 265\$} = 1{,}6 \text{ an}$$

5. Vannes de régulation sur les corps de chauffe périmétriques

Une école élémentaire de Montréal était chauffée à une température constante de 22°C par des corps de chauffe périmétriques. Plusieurs salles de classe non utilisées étaient gardées à la même température parce qu'elles n'étaient pas munies de thermostats distincts. À l'aide de la feuille de travail 10-7, on a évalué la consommation de combustible pour les salles de classe à 5 641 litres par année, basée sur des vitres doubles étanches et un mur creux en maçonnerie isolé avec 50 mm de mousse de polystyrène. Lorsqu'on ajoute des vannes de régulation et des thermostats, la température ambiante des salles de classe non utilisées pourrait être abaissé à 13°C. À l'aide de la feuille de travail 10-12, on a évalué une économie de chauffage annuel de 797$ par annee.

Le coût estimé des vannes de régulation est de 1 400$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\ 400\$}{797\$} = 1{,}8 \text{ an}$$

6. Joints de registres

Dans l'exemple 1 des Possibilités de maintenance on a pu réduire l'admission indésirable de l'air extérieur en réglant les accouplements de registres. Après avoir pris cette mesure, le taux de fuite était de 909 L/s. On a convenu de réduire davantage le taux de fuite en installant des joints d'étanchéité sur les rebords de registre. Selon le fabricant de joints, le taux de fuite serait réduit à 3% du débit d'air extérieur maximal nominal aux pressions existantes du système. Le débit d'air maximal nominal, lorsque les registres étaient ouverts, était de 10 000 L/s.

Taux de fuite avec joints d'étanchéité = 0,03 x 10 000

= 300 L/s

Réduction du débit d'air extérieur= 909 — 300 = 609 L/s

À l'aide de la feuille de travail 10-1, on évalué une économie de 2 425$ par année.
Le coût d'installation des joints d'étanchéité a été évalué à 800$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{800\$}{2\,458\$} = 0{,}33 \text{ an (4 mois)}$$

7. Arrêt du débit du fluide caloporteur

Un ventilo-convecteur mural à eau chaude installé dans une entrée d'un bâtiment administratif de Toronto était asservi à un thermostat qui mettait le ventilateur en marche sur une baisse de température. Lorsque le ventilateur ne fonctionnait pas, l'eau chaude continuait à circuler dans le serpentin et entraînait un surchauffage de l'entrée pendant l'été. On a convenu que l'installation d'une vanne de régulation sur la conduite d'alimentation d'eau chaude arrêterait le débit d'eau lorsque le ventilateur ne fonctionnait pas.

À l'aide de la feuille de travail 10-11, on a évalué l'économie annuelle de combustible à 272$.
Le coût d'installation de la vanne de régulation et du câblage du thermostat a été évalué à 250$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{250\$}{272\$} = 0{,}9 \text{ an (11 mois)}$$

8. Synchronisation des régulateurs de chauffage et de refroidissement

Une boutique d'Edmonton (Alberta) comprenant un mur exposé et de grandes fenêtres était chauffée par un convecteur à eau chaude asservi à une sonde d'air extérieur. L'eau chaude provenait d'une chaudière à gaz. La température de l'eau était inversement proportionnelle à la température extérieure et l'eau arrêtait de circuler lorsque la température extérieure dépassait 18°C. Les convecteurs avaient été choisis pour des fenêtres pleinement exposées et un bâtiment inoccupé. Le locataire n'était pas facturé pour le chauffage mais possédait un système de conditionnement d'air asservi à un thermostat de refroidissement. Selon le réglage des régulateurs d'eau chaude, la température minimale de l'eau était de 42°C lorsque la température extérieure était supérieure à 13°C. Pendant les périodes d'occupation, on a observé que le système de refroidissement démarrait lorsque la température extérieure dépassait 13°C.

Puisque le chauffage périmétrique n'arrêtait pas de fonctionner avant que la température extérieure n'atteigne 18°C, il y avait une charge thermique additionnelle lorsque la température extérieure variait entre 13 et 18°C. À partir des données du constructeur, la puissance calorifique du convecteur à une température d'eau de 42°C a été évaluée à 15 000 kJ/h.

Selon les données d'Environnement Canada, la température varie entre 13 et 18°C pour 2 200 heures par année. Cette boutique était occupée 72 heures par semaine. On peut ainsi calculer les heures d'occupation par année durant lesquelles la température extérieure varie de 13 à 18°C.

$$\text{Heures} = \frac{2\,200 \times 72}{24 \times 7} = 943$$

On a pu trouver une solution à ce problème en installant une vanne de régulation sur la canalisation d'eau du convecteur et un thermostat de chauffage-refroidissement dans la boutique pour régler alternativement le convecteur et le conditionneur d'air.

$$\text{Réduction annuelle de chauffage} = \frac{943 \times 15\,000}{1\,000} = 14\,145 \text{ MJ}$$

Si le gaz naturel coûte 0,21$/m^3, 37,2 MJ/m^3 (Annexe C) et que la chaudière est efficace à 75%:

$$\text{Économie de chauffage} = \frac{14\,145 \times 0{,}21}{37{,}2 \times 0{,}75} = 106\$/\text{an}$$

Si le conditionnement d'air exige 80 kWh/GJ de refroidissement et que le coût énergétique de l'électricité est de 0,05$/kWh:

$$\text{Économie sur le coût de refroidissement} = \frac{14\,145 \times 80 \times 0{,}05}{1\,000} = 57\$/\text{an}$$

Économie d'énergie totale= 106$ + 57$ = 163$/an

Le coût de la vanne de régulation et du thermostat, à partager entre le propriétaire et le locataire, a été évalué à 480$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{480\$}{163\$} = 2{,}9 \text{ ans}$$

9. Sélecteurs de demande sur les systèmes à réchauffage terminal

Un bâtiment administratif de Vancouver (Colombie-Britannique) est muni d'un système de conditionnement d'air à réchauffage terminal de 20 000 L/s. Le système fonctionne 12 heures par jour, 5 jours sur 7. La température de l'air d'alimentation a été réglée à 13°C et les serpentins de réchauffage fournissent la chaleur d'appoint au besoin. On a pu constater à maintes reprises qu'environ 90% des serpentins de réchauffage fonctionnaient. Cela indiquait que la température de l'aire d'alimentation était trop basse. En installant des sélecteurs de demande (optimizeurs) et un régulateur compensateur, la température de l'air d'alimentation s'ajusterait automatiquement aux températures requises pour répondre aux befoins de confort des zones. La température moyenne de l'air d'alimentation à différentes températures extérieures fut ajusté à 16°C par expérimentation.

À l'aide de la feuille de travail 10-10, on a évalué une écomomie annuelle de 5 551$.

Le coût d'installation des sélecteurs de demande pour le système à réchauffage terminal a été évalué à 7 500$. terminal a été évalué à 7 500$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{7\,500\$}{5\,551\$} = 1{,}4 \text{ an}$$

10. Sélecteurs de demande sur les systèmes à double gaine

L'effet des sélecteurs de demande sur les systèmes multizones et à double gaine est beaucoup plus complexe, mais on peut, pour avoir une idée générale, effectuer les mêmes calculs utilisés pour le système de réchauffage terminal de l'exemple 9. La gaine d'air chaud fonctionne à peu près comme un serpentin de système de réchauffage terminal.

11. Réduction des besoins en air extérieur

Le système de traitement d'air d'un bâtiment de Saskatoon fonctionnait avec une prise minimale de 10 000 L/s d'air extérieur requis pour la ventilation et la compensation des systèmes d'extraction. On a déterminé, en révisant les règlements locaux et en déterminant le taux d'occupation du bâtiment, que l'air total requis pour la ventilation était de 7 000 L/s. Le taux d'évacuation du bâtiment était de 6 000 L/s. On a ainsi évalué une demande d'air extérieur total de 7 000 L/s, ce qui représentait une réduction de 3000 L/s.

À l'aide de la feuille de travail 10-1, les économies de chauffage annuelles ont été évaluées à 15 500$.

Le coût du nouveau réglage du système à effectuer pour réduire le débit d'air extérieur a été évalué à 1 500$

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,500\$}{15\,786\$} = 0{,}1 \text{ an (35 jours)}$$

12. Réduction des gains de chaleur interne

La charge de refroidissement d'une boutique d'une installation aéroportuaire est continuelle. L'espace est occupé 24 heures sur 24, 365 jours par année et la température ambiante est de 20°C. On a constaté que divers appareillages apportaient des gains de chaleur considérables à l'espace. La puissance raccordée continuelle de l'appareillage est de 8 000 watts.

Gain de chaleur sensible de l'appareillage = 8 000 x 3,6 = 28 800 kJ/h

On a décidé qu'il y avait possibilité d'économiser sur la charge de refroidissement en montant un mur pour isoler l'appareillage de l'espace occupé. On a installé un ventilateur asservi à un thermostat et des gaines pour acheminer de l'air extérieur directement dans l'espace confiné de l'appareillage pour maintenir une température de 32°C lorsque la température de l'air extérieur est de 26°C.

On peut calculer le débit d'air requis à partir de l'équation relative à l'échange de chaleur sensible avec l'air:

$Qs = fa \times (T1 - T2) \times 4{,}345$

Si l'on convertit cette équation pour déterminer le débit d'air, on obtient:

$$fa = \frac{Qs}{(T1 - T2) \times 4{,}345} = \frac{28\,800}{(32 - 36) \times 4{,}345} = 1\,105 \text{ L/s}$$

À l'aide de la feuille de travail 10-7, pour évalué le reste de la chaleur provenant de l'appareillage et transmis à l'espace occupé à 6480 kJ/h.

Réduction du gain de chaleur vers l'espace occupé = 28 800 — 6 480 = 22 320 kJ/h

On a utilisé la feuille de travail 10-6, pour évaluer une économie du coût de refroidissement annuel de 782$.

À partir de la chute de pression d'air dans les gaines, on a évalué la pression statique totale du ventilateur à 0,1 kPa(eff.). À l'aide de la feuille de travail 10-3, on a évalué le coût énergétique annuel du nouveau ventilateur à 66$.

Économie annuelle nette = 782$ — 66$ = 716$

La mise de fonds à verser pour la construction des cloisons entourant l'appareillage et l'installation du ventilateur a été évaluée à 3 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{3\,000\$}{716\$} = 4{,}2 \text{ ans}$$

13. Ventilateurs de déstratification

Lors d'une analyse au passage d'un entrepôt ouvert de très grandes dimensions à Frédéricton, on a observé que la température de l'air près de la surface intérieure du toit était de 35°C même si la température près du plancher était de 20°C.

Pour réduire la perte de chaleur par le toit et améliorer le rendement du système de chauffage, on a proposé l'installation de ventilateurs de déstratification. Des ventilateurs seraient installés près de la surface intérieure du toit pour transmettre l'air chaud aux aires de travail inférieures et, par conséquent maintenir une température ambiante uniforme de 20°C.

À l'aide de la feuille de travail 10-8, on a évalué une économie d'énergie annuelle de 48 918$.

Le coût d'installation des ventilateurs a été évalué à 30 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{30\,000\$}{48\,918\$} = 0{,}6 \text{ an (7 mois)}$$

14. Réduction des chutes de pression pour fins d'économie

Lors de la vérification des dispositifs qui entraînaient une chute de pression dans un système de circulation d'air de 11 980 L/s, on a constaté qu'il y avait possibilité de réduire la chute de pression totale en prenant certaines mesures correctrices.

Mesures	Réduction
Augmenter les cycles des filtres à rouleaux pour des couches filtrants plus propres.	17 Pa
Remplacer les persiennes d'extraction par des registres ayant un profil aérodynamique desservies par	9
Placer les chicanes dans des plenums pour réduire les pertes par inertie	7
Installer des aubes directrices pour réduire les pertes aux coudes	14
Utiliser des moustiquaires de persienne d'extraction avec un grillage plus ouvert.	2
	49 Pa

À l'aide de la feuille de travail 10-3, on a évalué l'économie sur le coût énergétique du ventilateur à 343$.

La mise de fonds a été évaluée à 114$ pour les matériaux et le coût supplémentaire des filtres à rouleaux a été évalué à 80$ par année.

$$\text{Économie nette} = 343\$ - 80\$ = 263\$/\text{an}$$

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{114\$}{263\$} = 0{,}4 \text{ an (5 mois)}$$

Possibilités de rénovation

Les possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important. Comme la plupart des possibilités de cette catégorie demandent une analyse approfondie effectuée par des spécialistes, elles ne peuvent toutes être traitées dans le présent module. Certaines possibilités sont appuyées d'exemples concrets tandis que d'autres ne font l'objet que d'un commentaire. Voici quelques exemples types de possibilités de rénovation.

1. Installation de systèmes pour récupérer la chaleur de l'air évacué et préchauffer l'air d'appoint. Les systèmes à boucle au glycol, les échangeurs de chaleur air-air et les caloducs en sont des exemples types.
2. Installation d'unités de traitement d'air recyclé locaux telles que filtres à air électroniques ou filtres à charbon activé pour réduire la quantité d'air extérieur requise pour la ventilation.
3. Installation d'appareillage de traitement d'air sur les gaines d'air d'extraction pour permettre le recyclage d'une partie ou de tout l'air. On peut installer des filtres à haute efficacité et des filtres à charbon activé sur les hottes de cuisine pour permettre le recyclage de jusqu'à 75% de l'air. Les filtres à poches et les dépoussiéreurs centrifuges peuvent être utilisés à certains postes de travail et sur certains systèmes d'extraction d'usine pour permettre le recyclage de l'air à 100%.
4. Réduction des débits d'air du bâtiment en déplaçant l'air conditionné des espaces demandant un environnement de haute qualité à travers des espaces où un environnement de qualité inférieure est acceptable. On pourrait par exemple acheminer l'air de retour des bureaux dans des espaces d'entreposage et soutirer l'air d'appoint pour les salles de toilette à partir des salles de douche et des vestiaires.
5. Installation d'un système de conditionnement d'air distinct lorsque la demande spéciale d'une section d'un bâtiment affecte le fonctionnement du système central. On peut donner comme exemple les sections dont les périodes d'occupation diffèrent ou dont le gain de chaleur interne est élevé comme les salles informatiques ou les salles de conférences.
6. Installation de régulateurs de débit d'air variable sur un système de réchauffage terminal à débit constant.
7. Amélioration de l'isolation des réseaux de tuyauteries.
8. Amélioration de l'isolation des gaines placées à l'extérieur de l'espace desservi par le système de traitement d'air.
9. Installation de refroidisseurs de chaleur à double condenseur pour récupération et utilisation de la chaleur récupérée dans la gaine d'air chaud des systèmes multizones ou à double gaine, dans les systèmes de chauffage périmétrique ou pour le réchauffage de zones dans les systèmes de réchauffage terminal ou à induction.

10. Fonctionnement des refroidisseurs de récupération de chaleur 12 mois par année pour qu'ils récupèrent la chaleur du système de ventilation du bâtiment et des sources de chaleur des procédés. Ces sources de chaleur peuvent comprendre a) la chaleur de condensation du système frigorifique ou de petits systèmes de réfrigération de procédés, b) les serpentins de refroidissement des gaines d'air extérieur, c) les systèmes de refroidissement des salles d'appareillage et d) le fonctionnement d'un système de traitement d'air avec admission minimale d'air extérieur pour assurer le recyclage maximal de l'air de retour chaud à travers le serpentin de refroidissement.
11. Installation d'un détecteur de monoxyde de carbone qui réglerait automatiquement les systèmes de ventilation des garages intérieurs.
12. Installation d'un système de gestion de l'énergie à base de microprocesseur pour contrôler et intégrer les fonctions de régulation des systèmes énergétiques d'un bâtiment. Les fonctions de gestion pourraient comprendre a) la programmation et l'optimisation des démarrages et des arrêts du système, b) la régulation basée sur l'enthalpie du cycle économiseur, c) le réglage automatique des températures de l'eau et de l'air d'alimentation selon la demande de chauffage et de refroidissement, d) la surveillance de la consommation énergétique de différents systèmes du bâtiment afin de déterminer les tendances à la hausse de la consommation et permettre la prise de mesures correctrices, e) la surveillance de la consommation électrique et la régulation des charges à délester pour réduire la puissance maximale appelée et f) la surveillance du fonctionnement et de l'entretien des systèmes de conditionnement d'air pour pouvoir réagir rapidement aux pannes.
13. Installation de pulvérisateurs d'eau sur les grandes surfaces de toit pour réduire les charges de refroidissement estivales.

Exemples concrets de rénovation

On peut utiliser les feuilles de travail pour évaluer les économies d'énergie éventuelles. Les exemples suivants, numérotés pour correspondre aux possibilités mentionnées, expliquent le mode d'utilisation de ces feuilles de travail. Bien que ces exemples ne soient pas des études de cas comme telles, ils représentent bien les conditions que l'on retrouve dans les installations munies de systèmes de conditionnement d'air.

1. Récupération de la chaleur de l'air évacué

Le système des salles d'opérations d'un hôpital de Sudbury (Ontario) fait circuler 12 000 L/s d'air extérieur à 100%. Le système fonctionne continuellement et tout l'air de retour est évacué par un ventilateur distinct. L'air d'alimentation est préchauffé à 13°C par la vapeur de la chaufferie alimentée en mazout n°6. La température des salles d'opérations est maintenue à 22°C et l'humidité relative est de 50%.

Un système à boucle au glycol est proposé pour récupérer la chaleur de l'air évacué pour le préchauffage de l'air d'alimentation. En étudiant les données d'un constructeur de serpentins, on a déterminé qu'un système pouvait récupérer en moyenne 60% de la chaleur sensible.

À laide de la feuille de travail 10-1, on a évalué à 65 290$ le coût annuel total de chauffage du débit d'air à 22°C et d'humidification à 50%.

À l'aide de la feuille de travail 10-9, on a évalue à 17 156$ le coût du réchauffage à une température supérieure à 13°C.

Le coût net de préchauffage et d'humidification de l'air extérieur est ainsi de 65 290$ — 17 156$ = 48 134$ par année.

L'économie réalisée en récupérant la chaleur serait alors de 48 134$ x 0,60 = 28 880$ par année.

Les serpentins de glycol créeraient une chute de pression additionnelle de 0,25 kPa dans l'écoulement d'air évacué de 0,15 kPa dans l'écoulement d'air d'alimentation. À l'aide de la feuille de travail 10-3, le coût énergétique additionnel des ventilateurs a été évalué à 2 803$ par année.

Ces serpentins exigeraient un taux de circulation de glycol de 32 L/s à une pression totale de pompe de 3,8 kPa(eff.). La feuille de travail 10-4, été utilisée pour évaluer le coût énergétique annuel de la pompe à 96$.

L'économie nette réalisée par la récupération de chaleur = 28 880$ — 2 803$ — 96$ = 25 981$/an

La mise de fonds à verser pour l'installation du système au glycol et le réglage des entraînements de ventilateurs a été évaluée à 40 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{40\,000\$}{25\,981\$} = 1{,}5 \text{ an}$$

2. Traitement de l'air pour réduire la quantité d'air extérieur

Un bar d'Halifax utilisait un ventilateur de 950 L/s pour évacuer la fumée pendant les périodes achalandées, soit 6 heures par jour, 7 jours sur 7. De l'air d'appoint s'introduisait par les portes et les fenêtres ouvertes et créait souvent des courants d'air froid. On s'est aperçu que le fonctionnement du ventilateur pouvait être réduit et les courants d'air froid éliminés en installant un filtre à air électronique assurant le recyclage complet de l'air. La pièce était chauffée à l'eau chaude provenant d'une chaudière alimentée en mazout n° 2.

À l'aide de la feuille de travail 10-1, l'économie de chauffage a été évaluée à 1 443$ par année. De plus, la consommation électrique du filtre à air électronique était inférieure à celle du ventilateur d'air évacué.

La mise de fonds pour l'installation d'un filtre à air électronique a été évaluée à 1 500$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,500\$}{1\,443\$} = 1 \text{ an}$$

3. Traitement de l'air évacué pour fins de recyclage

Le filtrage et la désodorisation de l'air évacué pour fins de recyclage permet des économies substantielles. Des systèmes de traitement d'air éprouvés sont offerts pour les hottes de cuisine, les sécheuses commerciales et une variété d'usines et de postes de travail. L'installation d'un système de traitement d'air dans le système d'extraction d'une sécheuse commerciale entraîne des économies d'énergie substantielles en plus de réduire le coût de préchauffage de l'air extérieur.

L'économie réalisée sur le coût de préchauffage de l'air extérieur dans de telles applications peut être évalué à l'aide de la feuille de travail 10-1, en effectuant les calculs de l'exemple 2 ci-dessus.

4. Réduction des débits d'air

Le taux total de circulation d'air dans un bâtiment peut souvent être réduit lorsqu'il y a échange de débits entre les pièces pour réduire le nombre de sorties d'air d'alimentation. Des règlements locaux peuvent cependant restreindre l'application de cette méthode.

Le système de conditionnement d'air d'un bâtiment administratif de 4 500 m^2 de Montréal consistait en un système de réchauffage terminal de 24 000 L/s. Le système recyclait l'air pendant les périodes d'inoccupation, soit 118 heures par semaine. Pendant les 50 heures d'occupation par semaine, la température de l'air d'alimentation était réglée à une température constante de 13°C. La pression totale du ventilateur a été mesurée à 1,5 kPa(eff.).

Le bâtiment était chauffé à la vapeur provenant d'une chaufferie alimentée en mazout n°6. En installant des entrées d'air de retour dans les corridors et les salles d'entreposage et en éliminant les sorties d'air d'alimentation dans ces sections, la possibilité de réduction du taux total de circulation d'air par 2 400 L/s. En observant les régulateurs de zone, on a pu déterminer une augmentation de la température de réchauffage moyenne de 5°C dans les zones affectées.

À l'aide de la feuille de travail 10-9, le coût de réchauffage a été déterminé à 835$ par année.

À l'aide de la feuille de travail 10-3, l'économie réalisée sur le coût énergétique du ventilateur a été évaluée à 2 102$ par année.

La mise de fonds à verser pour les modification apportées aux gaines et le nouvel équilibrage du système de conditionnement d'air a été évaluée à 9 500$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{9\,500\$}{835\$ + 2\,102\$} = 3{,}2 \text{ ans}$$

5. Ajout d'un système de conditionnement d'air local

Le système de conditionnement d'air d'une salle de conférences d'une université traitait 15 000 L/s et desservait également le reste du bâtiment. Ce dernier était occupé 10 heures par jour, 6 jours par semaine. La salle de conférences était occupée en moyenne 8 heures par semaine lorsque le bâtiment était occupé et 6 heures par semaine lorsqu'il ne l'était pas. Le système central fonctionnait continuellement 18 heures par jour, 6 jours par semaine pour ventiler la salle de conférences.

On a proposé l'installation d'un système de conditionnement d'air de 2 000 L/s pour la salle de conférences, ce qui permettrait une réduction du débit d'air du système central de 13 000 L/s et l'arrêt de celui-ci pendant les périodes d'inoccupation.

La pression totale du ventilateur du système central a été mesurée à 1,12 kPa(eff.). La pression totale requise du ventilateur pour le système local a été évaluée à 0,56 kPa(eff.).

Voici en résumé les conditions de service du système de conditionnement d'air:

- Le système central existant produit 15 000 L/s pendant 18 x 6 = 108 heures par semaine.
- Le système central proposé produirait 13 000 L/s pendant 10 x 6 = 60 heures par semaine.
- Le système local proposé produirait 2000 L/s pendant 8 + 6 = 14 heures par semaine.

La feuille de travail 10-3 a été utilisée pour évaluer les coûts énergétiques annuels du ventilateur.

- Système central existant, 6 290$.
- Système central proposé, 3 028$.
- Système local proposé, 54$.

L'économie nette réalisée sur le coût énergétique du ventilateur est de 6 290$ — 3 028$ — 54$ = 3 208$ par année.

La mise de fonds à verser pour l'installation du système local est évaluée à 14 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{14\,000\$}{3\,208\$} = 4{,}4 \text{ ans}$$

6. Ajout d'un système à débit d'air variable au système de réchauffage terminal.

Pour économiser davantage, on a décidé d'installer des régulateurs pour système à débit d'air variable et un entraînement à vitesse variable sur le ventilateur d'air d'alimentation du bâtiment administratif de l'exemple 4.

Le débit d'air mesuré après la première rénovation était de 21 600 L/s et la pression totale du ventilateur était de 1,5 kPa(eff.). La température de l'air d'alimentation était réglée à une température constante de 13°C et la température ambiante était de 22°C. La quantité d'air extérieur minimal pour fins de ventilation a été déterminée, pour les périodes d'occupation et selon les règlements locaux, à 3 400 L/s.

Les régulateurs proposés réduiraient automatiquement le débit vers chaque zone pour qu'il correspondent à la charge de refroidissement. Le fonctionnement du serpentin de réchauffage ne serait permis qu'une fois que le débit d'air ait atteint 50% du débit maximal. Pour répondre aux exigences de température d'une zone, le serpentin de réchauffage exigerait ainsi moins d'énergie pour chauffer la température de l'air à la *température d'équilibre* de la zone. On obtiendrait ainsi une économie d'au moins 50% sur la charge de réchauffage de la zone intérieure et 50% sur la partie de la charge de réchauffage de la zone périmétrique relativement à la température d'équilibre de chaque zone.

Une évaluation précise des économies réalisées par un système à débit d'air variable exige l'échantillonnage de l'air de chaque zone à toutes les heures. Toutefois, on peut évaluer approximativement les économies en utilisant les feuilles de travail pour analyser la consommation énergétique réelle requise pour le chauffage et le refroidissement du bâtiment.

La consommation de combustible a été évaluée à 105 000 litres pour les 9 mois de chauffage. À 0,26$ le litre, le coût revient à 27 300$.

À l'aide de la feuille de travail 10-1, on a évalué le coût du combustible pour le chauffage de l'air à 4 412$. À l'aide de la feuille de travail 10-7, on a évalué le coût du combustible pour tenir compte des pertes de l'enveloppe du bâtiment à 9 523$.

Le coût net en combustible pour le réchauffage des zones à la température d'équilibre fut évaluée:

$$27\,300\$ - 4\,412\$ - 9\,523\$ = 13\,365\$$$

Puisqu'une partie de cette charge de réchauffage est directement proportionnelle au débit d'air, une réduction de 50% du débit d'air pendant les mois de chauffage réaliserait une économie de 0,5 x 13 365$ = 6 683$.

La consommation a été évaluée à 7 300 litres pour les 3 mois de refroidissement. À 0,26$ le litre on obtient 1 898$. Les économies réalisées en réchauffage pour la saison de refroidissement seraient de 0,5 x 1 898$ = 949$.

Les réductions de coût de réchauffage pendant les mois de refroidissement entraîneraient des réductions comparables du coût de refroidissement.

$$\text{La réduction de 949\$ sur le coût de combustible représente } \frac{949\$ \times 42{,}3 \times 0{,}75}{0{,}26\$} = 115\,796 \text{ MJ de chauffage}$$

$$\text{La réduction équivalente du coût de refroidissement à 80 kWh/GJ est de } \frac{115\,796 \times 80}{1000} = 9\,264 \text{ kWh.}$$

L'économie réalisée à 0,05$ par kWh est de 9 264 x 0,05 = 463$

L'énergie du ventilateur est affectée par l'augmentation de la pression statique requise par les dispositifs terminaux du système à débit d'air variable, la réduction moyenne du débit d'air et les pertes par frottement correspondants. Selon le module 13, Ventilateurs et pompes, les pertes par frottement sont proportionnelles au carré du débit d'air. Pour une système à débit d'air variable type avec débit d'air moyen de 75% du débit d'un système à débit constant, la nouvelle perte de pression serait de $1,5 \times (0,75)^2 = 0,84$ kPa(eff.). Si on alloue 0,18 kPa pour la chute de pression du dispositif à débit d'air variable, la nouvelle pression du ventilateur du système serait de $0,84 + 0,18 = 1,02$ kPa(eff.).

À l'aide de la feuille de travail 10-3, le coût de l'énergie consommée par le ventilateur serait de 18 922$ pour le système à débit d'air constant et de 9 724$ pour le système à débit d'air variable. L'économie d'énergie réalisée serait de 18 922$ — 9 724$ = 9 198$ par année.

Les économies d'énergie entraînées par la conversion à un système à débit d'air variable ont été évaluées comme suit:

- Économie réalisée sur le coût de réchauffage pour la saison de chauffage = 6 683$
- Économie réalisée sur le coût de réchauffage pour la saison de refroidissement = 949$
- Économie réalisée sur le coût de refroidissement pour la saison de refroidissement = 463$
- Économie sur le coût énergétique du ventilateur = 9 198$
- Économie d'énergie totale = 17 293$

La mise de fonds à verser pour l'installation des dispositifs à débit d'air variable et des régulateurs a été évaluée à 40 500$

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{40\,500\$}{17\,293\$} = 2,3 \text{ ans}$$

7. Amélioration de l'isolation de la tuyauterie

Les méthodes d'évaluation de l'isolation de la tuyauterie des systèmes à vapeur et à condensat du module 8 peuvent également être utilisées pour évaluer l'amélioration de l'isolation de la tuyauterie d'un système de chauffage. En raison des coûts de combustible croissants, l'isolation des tuyaux devrait être remis en question au moins tous les 5 ans.

8. Isolation des gaines

Le coefficient de transmission thermique de l'isolant des gaines installées à l'extérieur du milieu à conditionner, comme les greniers ou les puits de gaines extérieurs, doit être au moins équivalent à celui de la structure du bâtiment. Les gains et les pertes de chaleur dans de telles gaines augmentent la consommation énergétique du système de conditionnement d'air et réduisent l'efficacité du système.

9. Installation de refroidisseurs de récupération de chaleur

L'installation d'un refroidisseur capable de dissiper la chaleur du condenseur à la température de l'eau de chauffage du bâtiment peut produire l'énergie nécessaire au réchauffage pendant une bonne période de l'année. La chaleur dissipée par un refroidisseur comprend la charge de refroidissement et la puissance calorifique pour faire fonctionner ce dernier. Un refroidisseur dont la consommation énergétique est de 80 kWh par gigajoule (1 000 MJ) de refroidissement dissipe $(80 \times 3,6) + 1000 = 1\,288$ MJ par gigajoule de refroidissement.

$$\text{Quantité de chaleur dissipée par kWh de consommation énergétique} = \frac{1\,288}{80}$$

$$= 16,1 \text{ MJ/kWh}$$

$$\text{À 0,05\$ par kWh, le coût d'énergie thermique} = \frac{0,05\$}{16,1}$$

$$= 0,00310\$/\text{MJ}$$

$$= 3,10\$/\text{GJ}$$

Le coût équivalent de l'énergie thermique d'une chaufferie alimentée en mazout n° 6 avec 1% de souffre, un contenu calorifique de 40,5 MJ/L, un coût de 0,26$ le litre et dont l'efficacité est de 75% est:

$$\text{Coût de mazout} = \frac{0{,}26\$}{40.5 \times 0{,}75} = 0{,}0086\$/\text{MJ}$$

$$= 8{,}60\$/\text{GJ}$$

Durant la saison de refroidissement, la chaleur récupérée est essentiellement gratuite puisqu'elle serait dissipée vers l'extérieur de tout façon. Durant les saisons intermédiaires, l'utilisation du refroidisseur dont la consommation énergétique est inférieure, entraîne des économies en recyclant l'air de retour à travers le serpentin de refroidissement du système au lieu d'utiliser de l'air extérieur. La charge résultante du refroidisseur assure une source d'énergie à coût inférieur pour le réchauffage et le chauffage périmétrique entraînant une écomomie de combustible au niveau de la chaufferie.

L'évaluation des économies d'énergie réalisées exige l'échantillonnage à tous les heures des charges de chauffage et de refroidissement du bâtiment et ne peut être effectuée avec précision sans ordinateur.

10. Emploi additionnel du refroidisseur de récupération de chaleur

On peut encore exploiter davantage le refroidisseur de récupération de chaleur de l'exemple 9 pendant la saison de chauffage en ajoutant des charges de refroidissement à partir des sources de chaleur des procédés et des systèmes d'extraction. Lorsque les charges de procédés peuvent assurer une charge de refroidissement minimale appropriée, le refroidisseur peut fonctionner jusqu'à 12 mois par année.

11. Régulation de la ventilation du garage selon le niveau de monoxyde de carbone

Le garage d'un immeuble d'appartements de Frédéricton était continuellement ventilé avec 5 500 L/s d'air extérieur. L'air était chauffé pour maintenir une température ambiante de 5°C. Le système de chauffage était alimenté par une chaufferie qui consommait du mazout n°6. La pression totale du ventilateur du système a été mesurée à 0,35 kPa(eff.). Après étude de la circulation des voitures, on a proposé de réduire le fonctionnement du système de ventilation à 4 heures par jour en installant un détecteur de monoxyde de carbone qui assurerait automatiquement le démarrage et l'arrêt des ventilateurs.

À l'aide de la feuille de travail 10-1, les économies d'énergie de chauffage ont été évaluées à 5 905$ par année.

À l'aide de la feuille de travail 10-3, les économies realisées sur le coût énergétique du ventilateur ont été évaluées à 935$ par année.

La mise de fonds à verser pour l'installation du détecteur de monoxyde de carbone a été évaluée à 10 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{10\,000\$}{5\,905\$ + 935\$} = 1{,}5 \text{ an}$$

12. Installation d'un système de gestion de l'énergie informatisé

On peut, en plus d'économiser par les mesures prises individuellement, réaliser des économies d'énergie en installant un système du gestion de l'énergie informatisé qui surveille et intègre les diverses fonctions de régulation du bâtiment. Il existe toute une gamme de microprocesseurs conçus pour les petits bâtiments administratifs et de micro et mini-ordinateurs très puissants conçus pour les bâtiments de plus grandes dimensions.

L'étude et la sélection de ces systèmes doivent être basées sur l'analyse des exigences d'une installation particulière et effectuée par un spécialiste.

13. Installation de pulvérisateurs d'eau sur le toit

Les bâtiments comme les usines dont la surface du toit est très grande, peuvent économiser de l'énergie en installant des pulvérisateurs sur le toit pour réduire la charge de refroidissement l'été. L'effet de refroidissement par évaporation de l'eau élimine avec efficacité le gain de chaleur estivale à travers le toit et peut éliminer le besoin de refroidir mécaniquement les bâtiments à faible gains de chaleur interne.

Taux d'admission d'air extérieur

Feuille de travail 10-2
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 05/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Température de l'air de retour (T1) 22 °C

Température de l'air extérieur (T2) 0 °C

Température de l'air mélangé (T3) 18 °C

Débit de l'air mélangé (fm) 10 000 L/s

Taux d'admission d'air extérieur, fa $= \frac{fm \times (T1 - T3)}{T1 - T2}$

$= \frac{10\,000 \times (22 - 18)}{22 - 0}$

$=$ 1818 L/s

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 5 990 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -34 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 1 818 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 56 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 1 818 x (56) x 4,345

= 442 356 kJ/h

Heures de service par semaine 128 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 18,29 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{442\,356 \times 5\,990 \times 18,29}{56 \times 1\,000}$

= 865 415 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 6 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 % (HIVER)

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84 (PAR EXTRAPOLATION)

= 1818 x (6−1) x 10,84

= 98 536 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXAMPLE NO 1 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

$$\text{Chaleur d'humidification annuelle, AHL} = \frac{\text{QL x DDh x } \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$$

$$= \frac{98\,636 \times 5\,990 \times (18,29/2)}{56 \times 1\,000}$$

$$= 96\,387 \text{ MJ} \quad (4)$$

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

$$= 961\,802 \text{ MJ} \quad (5)$$

Type de combustible GAZ NATUREL

Coût unitaire du combustible 0,21 $/m^3$ (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 37,20 MJ (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

$$\text{Coût annuel} = \frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$$

$$= \frac{961\,802 \times 0,21}{37,20 \times 0,75}$$

$$= 7\,240 \text{ \$} \quad (9)$$

Diminution des heures d'opération/semaine N/A h (10)

Heures de service initiales/semaine N/A h (11)

$$\text{Économie annuelle} = \frac{(9) \times (10)}{(11)}$$

$$= \frac{N/A}{}$$

$$= N/A \text{ \$/an}$$

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE N° 3 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Débit d'air (fa) 7 500 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 0,200 (RÉDUCTION) kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{7\,500 \times 0,200}{750}$

= 2,0 kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 2,0 x 8 760 x 0,05

= 876 $/an

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 3 622 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -18 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 3 800 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 40 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 3 800 x (40) x 4,345

= 660 440 kJ/h

Heures de service par semaine 84 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 12 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{660\,440 \times 3\,622 \times 12}{40 \times 1\,000}$

= 717 634 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 6 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 % (NIVEL)

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84 (PAR EXTRAPOLATION)

= 3 800 x (6-1) x 10,84

= 205 960 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 4 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL = $\frac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{205\,960 \times 3\,622 \times (12/2)}{40 \times 1\,000}$

= 111 898 MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

= 829 532 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT N° 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel = $\frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

= $\frac{829\,532 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

= 6 798 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine 28 h (10)

Heures de service initiales/semaine 84 h (11)

Économie annuelle = $\frac{(9) \times (10)}{(11)}$

= $\frac{6\,798 \times 28}{84}$

= 2 266 $/an

Refroidissement des gains de chaleur interne
Feuille de travail 10-6
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

*Nombre de mois dont la température moyenne mensuelle est au-dessus de 18°C 3 (Environnnement Canada) (1)

Nombre d'appareils d'éclairage 50 (2)

Puissance d'entrée par appareil d'éclarage 100 W (3)

Chaleur dissipée = (2) x (3) x 3,6

= 50 x 100 x 3,6

= 18 000 kJ/h (4)

Nombre d'occupants — (5)

Gain de chaleur sensible par occupant — kJ/h (table 5) (6)

Gain de chaleur latente par occupant — kJ/h (table 5) (7)

Gain de chaleur totale des occupants = (5) x [(6) + (7)]

= —

= — kJ/h (8)

Gain de chaleur des procédés — kJ/h (9)

Coefficients de durée:

fd (éclairage) 0,8 , fd (occupants) — , fd (proc) —

Coefficients d'utilisation:

fu (éclairage) 60 , fu (occupants) — , fu (proc) —

Total des coefficients de correction $\frac{\text{fd x fu}}{60}$:

0,8 (10) — (11) — (12)

Refroidissement des gains de chaleur interne

Feuille de travail 10-6
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Charge de refroidissement totale (Qt) = [(4) x (10)] + [(8) x (11)] + [(9) x (12)]

= 18 000 x 0,8

= 14 400 kJ/h (13)

Heures de service par mois 84 x 52/12 = 364 (h) (14)

Nombre de mois de service 3 (15)

(Pour les systèmes à refroidissement naturel par l'air extérieur utiliser les valeurs de (1) sinon utiliser le nombre réel de mois de service.)

Refroidissement annuel des gains de chaleur, ACi = $\frac{(13) \times (14) \times (15)}{1\,000}$

= $\frac{14\,400 \times 364 \times 3}{1\,000}$

= 15 725 MJ/an (16)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (17)

Consommation énergétique/GJ refroidissement 80 (18)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(16) \times (17) \times (18)}{1\,000}$

= $\frac{15\,725 \times 0,05 \times 80}{1\,000}$

= 63 $ (19)

Période de service réduite 84 h/SEMAINE (20)

Période de service initiale 84 h/SEMAINE (21)

Écomomie = $\frac{(19) \times (20)}{(21)}$

= $\frac{63 \times 84}{84}$

= 63 $/an

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Chauffage de l'air extérieur
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-9
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 6 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle est sous 18°C (N) 10 (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= 10 x 730 = 7300 h (2)

Hausse de température moyenne 3 °C (3)

Heures de service/semaine 168 h (4)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (4) x (1) x 4,345

= 7300 h (5)

Débit d'air extérieur (fa) 7500 L/s

Chauffage moyen, Q = fa x (3) x 4,345

= 7500 x 3 x 4,345

= 97 763 kJ/h (6)

Écoulement de chaleur annuel, AH = $\frac{(6) \times (5)}{1\,000}$

= $\frac{97\,763 \times 7\,300}{1\,000}$

= 713 670 MJ (7)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40 $/L (8)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage 0,75 (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel = $\frac{(7) \times (8)}{(9) \times (10)}$

= $\frac{713\,670 \times 0,40}{38,68 \times 0,75}$

= 9 840 $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 10 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 5 451 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -30 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 375 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 52 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 375 x (52) x 4,345

= 84 728 kJ/h

Heures de service par semaine 70 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 10 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1000}$

= $\frac{84\ 728 \times 5\ 451 \times 10}{52 \times 1\ 000}$

= 88 818 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 6 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 % (HIVER)

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84 (PAR EXTRAPOLATION)

= 375 x (6-1) x 10,84

= 20 325 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 10 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, $AHL = \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$= \dfrac{20\,825 \times 5\,457 \times (10/2)}{52 \times 1\,000}$

$=$ 10 653 MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

$=$ 99 471 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40 $/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \dfrac{99\,471 \times 0,40}{38,68 \times 0,75}$

$=$ 1 372 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine 70 h (10)

Heures de service initiales/semaine 70 h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$= \dfrac{1\,372 \times 70}{70}$

$=$ 1 372 $/an

Refroidissement de l'air extérieur — méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-5
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 10 Date: 85/04/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Degreés-jours au-dessus de 18°C (DDc) 123 (table 2) (1)

Conditions extérieurs

Température du bulbe sec (T1) 29 °C (CNB)

Température du bulbe humide 21 °C (CNB)

Coefficient d'humidité (H1) 12,5 g/kg (figure 4)

Conditions ambiantes

Température de bulbe sec (T2) 24 °C

Humidité relative 50 %

Coefficient d'humidité (H2) 9,5 g/kg (figure 4)

Débit d'air extérieur (fa) 375 L/s

Charge de refroidissement sensible, Qs = fa x (T1 − T2) x 4,345

= 375 x (29-24) x 4,345

= 8 147 kJ/h (2)

Charge de refroidissement latente, QL = fa x (H1 − H2) x 10,84

= 375 x (12,5 - 9,5) x 10,84

= 12 195 kJ/h (3)

Charge de refroidissement totale = (2) + (3) = 20 342 kJ/h (4)

Refroidissement de l'air extérieur — méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-5
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 10 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Heures de service par semaine 70 h (5)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(5)}{7}$

= 10 h (6)

Charge de refroidissement annuelle, AC = $\frac{(4) \times (1) \times (6)}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

= $\frac{20\,342 \times 123 \times 10}{(29 - 24) \times 1\,000}$

= 5 004 MJ (7)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (8)

Consommation énergétique/GJ refroidissement 80 kWh/GJ (9)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(7) \times (8) \times (9)}{1\,000}$

= 5 004 x 0,05 x 80

= 20 $ (10)

Heures de service initiales/semaine 70 h (11)

Heures de service initiales/semaine 70 h (12)

Économie = $\frac{(10) \times (11)}{(12)}$

= $\frac{20 \times 70}{70}$

= 20 $/an

Réduction des pertes de chaleur du bâtiment en abaissant la température ambiante

Feuille de travail 10-12
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 11 Date: 85/09/10

Endroit: MAINTENANCE Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) 4 740 (table 2) (1)

Nombre de mois durant lesquels la température moyenne est sous 18°C 10 (Environnement Canada) (2)

Nombre de jours de la saison de chauffage = (2) x 30,4

= 10 x 30,4

= 304 (3)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40$/L (4)

Consommation de combustible annuelle enregistrée 70 000 (5)

Consommation de combustible annuelle par degré jour = $\frac{(5)}{(1)}$

= $\frac{70\,000}{4\,740}$

= 14,8 L (6)

Température ambiante initiale (Ti) 22 °C

Température ambiante réduite (T2) 20 °C

Heures par jour à la température réduite 24 h (7)

Réduction de chauffage en degrés-jours = $\frac{(3) \times (T1\text{-}T2) \times (7)}{24}$

= $\frac{304 \times (22-20) \times 24}{24}$

= 608 degrés-jours (8)

Économies annuelles de combustible = (6) x (8) x (4)

= 14,8 x 608 x 0,40

= 3 599 $

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Débit d'air (fa) 20 000 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 1,2 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{20\,000 \times 1,2}{750}$

= 32 kW (1)

Temps de service réduit 98 x 52 = 5 096 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 32 x 5 096 x 0,05

= 8 154 $/an

Coût énergétique de la pompe
Feuille de travail 10-4
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 2 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Débit d'eau (fw) 20 L/s

Pression totale de la pompe (P) 150 kPa

Puissance de la pompe, $Wp = \frac{fw \times P}{500}$

$= \frac{20 \times 150}{500}$

= 6 kW (1)

Temps de service réduit 98 x 52 = 5 096 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 6 x 5 096 x 0,05

= 1 529 $/an

Refroidissement des gains de chaleur interne
Feuille de travail 10-6
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 3 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

*Nombre de mois dont la température moyenne mensuelle est au-dessus de 18°C 2 (Environnnement Canada) (1)

Nombre d'appareils d'éclairage 30 (2)

Puissance d'entrée par appareil d'éclarage 90 W (3)

Chaleur dissipée = (2) x (3) x 3,6

= 30 x 90 x 3,6

= 9 720 kJ/h (4)

Nombre d'occupants 3 (5)

Gain de chaleur sensible par occupant 270 kJ/h (table 5) (6)

Gain de chaleur latente par occupant 270 kJ/h (table 5) (7)

Gain de chaleur totale des occupants = (5) x [(6) + (7)]

= 3 x (270 + 270)

= 1 620 kJ/h (8)

Gain de chaleur des procédés 198 000 kJ/h (9)

Coefficients de durée:

fd (éclairage) 1 , fd (occupants) 1 , fd (proc) 1

Coefficients d'utilisation:

fu (éclairage) 60 , fu (occupants) 60 , fu (proc) 60

Total des coefficients de correction $\frac{\text{fd x fu}}{60}$:

1 (10) 1 (11) 1 (12)

Refroidissement des gains de chaleur interne
Feuille de travail 10-6
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 3 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Charge de refroidissement totale (Qt) = [(4) x (10)] + [(8) x (11)] + [(9) x (12)]

= 9 720 + 1 620 + 198 000

= 209 340 kJ/h (13)

Heures de service par mois 730 (h) (14)

Nombre de mois de service 12 (15)

(Pour les systèmes à refroidissement naturel par l'air extérieur utiliser les valeurs de (1) sinon utiliser le nombre réel de mois de service.)

Refroidissement annuel des gains de chaleur, ACi = $\frac{(13) \times (14) \times (15)}{1\,000}$

= $\frac{209\,340 \times 730 \times 12}{1\,000}$

= 1 833 818 MJ/yr (16)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (17)

Consommation énergétique/GJ refroidissement 80 kWh/GJ (18)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(16) \times (17) \times (18)}{1\,000}$

= $\frac{1\,833\,818 \times 0,05 \times 80}{1000}$

= 7 335 $ (19)

Période de service réduite 10 Mois h (20)

Période de service initiale 12 Mois h (21)

Écomomie = $\frac{(19) \times (20)}{(21)}$

= $\frac{7\,335 \times 10}{12}$

= 6 113 $/an

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Réduction des pertes de chaleur du bâtiment en abaissant la température ambiante
Feuille de travail 10-12
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) 4 740 (table 2) (1)

Nombre de mois durant lesquels la température moyenne ci-dessous 18°C 10 (Environnement Canada) (2)

Nombre de jours de la saison de chauffage = (2) x 30,4

= 10 x 30,4

= 304 (3)

Type de combustible ÉLECTRICITÉ

Coût unitaire du combustible 0,05$/kWh (4)

Consommation de combustible annuelle enregistrée 380 000 kWh (5)

Consommation de combustible annuelle par degré jour = $\frac{(5)}{(1)}$

= $\frac{380\,000}{4\,740}$

= 80,17 Kwh (6)

Température ambiante initiale (T1) 22 °C

Température ambiante réduite (T2) 15 °C

Heures par jour à la température réduite 12 h (7)

Réduction de chauffage en degrés-jours = $\frac{(3) \times (T1-T2) \times (7)}{24}$

= $\frac{304 \times (22-15) \times 12}{24}$

= 1 064 degrés-jours (8)

Économies annuelles de combustible = (6) x (8) x (4)

= 80,17 x 1 064 x 0,05

= 4 265 $

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 5 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) 4 538 (Table 2)

Température du côté froid (T1) 22 °C

Température du côté chaud (T2) -26 °C

Coefficient de transmission des murs (Uw)) 0,5 W/(m².°C)

Coefficient de transmission des fenêtres (Ug) 3,3 W/(m².°C)

Coefficient de transmission du toit (Ur) — W/(m².°C)

Surface brute des murs 275 m² (1)

Surface des fenêtres (Ag) 100 m²

Surface nette des murs, Aw = (1) − Ag

= 175 m²

Surface de toit (Ar) — m²

Perte de chaleur de l'enveloppe = [(Aw x Uw) + (Ag x Ug) + (Ar x Ur)] x (T1-T2) x 3,6

= (175 x 0,5) + (100 x 3,3) + (0) x [(22-(-26)] x 3,6

= (87,5 + 330) x 48 x 3,6

= 72 144 kJ/h (2)

Taux d'infiltration (CH) 0,50 Renouvellements d'air/h (table 4)

Volume de la pièce (V) 1 140 m³

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Perte de chaleur par infiltration = $\frac{V \times CH}{3,6} \times (T1 - T2) \times 4,345$

$= \frac{(1140 \times 0,5) \times 48 \times 4,345}{3,6}$

= 33 022 kJ/h (3)

Perte de chaleur totale, Q = (2) + (3)

= 105 160 kJ/h

Ecoulement de chaleur annuel à travers les composants, AH = $\frac{Q \times DDh \times 18}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

$= \frac{105\,160 \times 4\,538 \times 18}{48 \times 1\,000}$

= 178 956 kJ (4)

Type de combustible MAZOUT Nº 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (5)

Pouvoir calorifique de combustible par unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (6)

Rendement du système de chauffage 0,75 (7)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(4)}{(6) \times (7)}$

$= \frac{178\,956}{42,3 \times 0,75}$

= 5 641 L (8)

Coûts annuels = (8) x (5)

= 5 641 x 0,26

= 1 467 $

Réduction des pertes de chaleur du bâtiment en abaissant la température ambiante
Feuille de travail 10-12
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 85/09/10

Endroit: Coût? MODIQUE Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) 4 538 (table 2) (1)

Nombre de mois durant lesquels la température moyenne ci-dessous 18°C 9 (Environnement Canada) (2)

Nombre de jours de la saison de chauffage = (2) x 30,4

= 9 x 30,4

= 274 (3)

Type de combustible MAZOUT Nº. 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (4)

Consommation de combustible annuelle ~~enregistrée~~ ESTIMÉE 5 641 L (Feuille de Travail 6-7) (5)

Consommation de combustible annuelle par degré jour = $\frac{(5)}{(1)}$

= $\frac{5\,641}{4\,538}$

= 1,243 6 (6)

Température ambiante initiale (T1) 22 °C

Température ambiante réduite (T2) 13 °C

Heures par jour à la température réduite 24 h (7)

Réduction de chauffage en degrés-jours = $\frac{(3) \times (T1-T2) \times (7)}{24}$

= $\frac{274 \times (22-13) \times 24}{24}$

= 2 466 degrés-jours (8)

Économies annuelles de combustible = (6) x (8) x (4)

= 1,243 x 2 466 x 0,26

= 797 $

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 6 Date: 85/09/10

Endroit: COUT MODIQUE Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 5 991 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -34 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 609 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 56 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 609 x 56 x 4,345

= 148 182 kJ/h

Heures de service par semaine 128 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 18,29 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1000}$

= $\frac{148\,182 \times 5\,991 \times 18,29}{56 \times 1000}$

= 289 948 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 6 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 % (HIVER)

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84 (PAR EXTRAPOLATION)

= 609 x (6-1) x 10,84

= 33 008 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 6 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL $= \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$= \dfrac{33\,008 \times 5\,991 \times (18,29/2)}{56 \times 1\,000}$

$=$ 32 293 MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

$=$ 322 241 MJ (5)

Type de combustible GAZ NATUREL

Coût unitaire du combustible 0,21 $/M³ (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 37,20 MJ/M³ (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \dfrac{322\,241 \times 0,21}{37,20 \times 0,75}$

$=$ 2 425 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine 128 h (10)

Heures de service initiales/semaine 128 h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$= \dfrac{2\,425 \times 128}{128}$

$=$ 2 425 $/an

Excès de chaleur transmise par un corps de chauffe terminal
Feuille de travail 10-11
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 7 Date: 85/09/10

Endroit: COUT MODIQUE Par: MBE

Température d'alimentation de l'eau de chauffage 90 °C (1)

Température de sortie de l'eau
de chauffage avec ventilateur en marche (T2) 80 °C (2)

Température moyenne de l'eau de chauffage, $Ta = \frac{(T1 + T2)}{2}$

$= \frac{90 + 80}{2}$

$= 85$ °C

Puissance de sortie nominale selon
le fabricant à la température de l'eau Ta (Qr) 45 000 kJ/h

Calcul du débit d'eau de chauffage, Qr = fw x (T1 – T2) x 15 000

Ainsi, $fw = \frac{Qr}{(T1 - T2) \times 15\,000}$

$= \frac{45\,000}{(90-80) \times 15\,000}$

$= 0,3$ L/s (3)

Température de sortie de l'eau
de chauffage avec ventilateur arrêté 88 °C (4)

Calcul de la quantité de chaleur émise lorsque
le ventilateur est arrêté, Q = (3) x [(1) – (4)] x 15 000

$= 0,3 \times (90 - 88) \times 15\,000$

$= 9\,000$ kJ/h (5)

*Nombre de mois durant lesquels la
température moyenne est au-dessus de 18°C 3 (Environnement Canada) (6)

Excès de chaleur transmise par un corps de chauffé terminal
Feuille de travail 10-11
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 7 Date: 85/09/10

Endroit: COUT MODIQUE Par: MBE

Nombre d'heures durant lesquelles
il y a excès de chaleur transmise = (6) x 730

= 3 x 730

= 2 190 h (7)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40 $/L (8)

Pouvoir calorifique du combustible par unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage 0,75* (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(5) \times (7)}{(9) \times (10) \times 1\,000}$

= $\frac{9\,000 \times 2\,190}{38,68 \times 0,75 \times 1\,000}$

= 680 L (11)

Économies réalisées sur
le coût annuelle de combustible = (11) x (8)

= 680 x 0,40

= 272 $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Rechauffage de l'air d'alimentation
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-10
(page 1 of 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 9 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle et sous 18°C 10 (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= 7 300 h (2)

Valeur originale de la température de l'air d'alimentation (T1) 13 °C

Nouvelle valeur moyenne de la température de l'air d'alimentation (T2) 16 °C

Heures de service/semaine 60 (3)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (3) x (1) x 4,33

= 2 598 h (4)

Débit d'air d'alimentation (fa) 20 000 L/s

Réduction moyenne du réchauffage, Q = fa x (T2−T1) x 4,345

= 20 000 (16-13) x 4,345

= 260 700 kJ/h (5)

Économies annuelles réalisées sur le réchauffage annuel = $\frac{(4) \times (5)}{1\,000}$

= $\frac{2\,598 \times 260\,700}{1000}$

= 677 299 MJ (6)

Type de combustible MAZOUT Nº 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (7)

Pouvoir calorifique du combustible 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (8)

Rendement du système de chauffage 0,75 (9)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Économies annuelles de combustible = $\frac{(6) \times (7)}{(8) \times (9)}$

= $\frac{677\,299 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

= 5 551 $

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 11 Date: 85/09/10

Endroit: Coin Modique Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 6 063 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -37 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 3 000 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 59 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 3 000 x 59 x 4,345

= 769 065 kJ/h

Heures de service par semaine 168 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 24 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{769\,065 \times 6\,063 \times 24}{59 \times 1\,000}$

= 1 896 749 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 6 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 %

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84

= 3 000 x (6 - 1) x 10,84

= 162 600 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 11 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL $= \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$= \dfrac{162\,600 \times 6\,063 \times (24/2)}{19 \times 1\,000}$

$=$ 200 511 MJ (4)

Chaleur annuelle totale $=$ (3) + (4)

$=$ 2 097 260 MJ (5)

Type de combustible GAZ NATUREL

Coût unitaire du combustible 0,21 $/M³ (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 37,2 MJ/M³ (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \dfrac{2\,097\,260 \times 0,21}{37,2 \times 0,75}$

$=$ 15 786 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine — h (10)

Heures de service initiales/semaine — h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$=$ —

$=$ 15 786 $/an

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 12 Date: 85/09/10

Endroit: Cont MODIQUE Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) — (Table 2)

Température du côté froid (T1) 32 °C

Température du côté chaud (T2) 20 °C

Coefficient de transmission des murs (Uw)) 5,0 W/(m².°C)

Coefficient de transmission des fenêtres (Ug) — W/(m².°C)

Coefficient de transmission du toit (Ur) — W/(m².°C)

Surface brute des murs 30 m² (1)

Surface des fenêtres (Ag) — m²

Surface nette des murs, Aw = (1) − Ag

= 30 m²

Surface de toit (Ar) — m²

Perte de chaleur de l'enveloppe = [(Aw x Uw) + (Ag x Ug) + (Ar x Ur)] x (T1-T2) x 3,6

= 30 x 5,0 x (32 - 20) x 3,6

=

= 6 480 kJ/h (2)

Taux d'infiltration (CH) — Renouvellements d'air/h (table 4)

Volume de la pièce (V) — m³

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 12 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Perte de chaleur par infiltration = $\frac{V \times CH}{3,6}$ x (T1 − T2) x 4,345

= _____

= _____ kJ/h (3)

Perte de chaleur totale, Q = (2) + (3)

= 6 480 kJ/h (GAIN DE CHALEUR INTERNE)

Ecoulement de chaleur annuel à travers les composants, AH = $\frac{Q \times DDh \times 18}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

= _____

= _____ kJ (4)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (5)

Pouvoir calorifique de combustible par unité _____ (ANNEXE C) (6)

Rendement du système de chauffage _____ (7)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(4)}{(6) \times (7)}$

= _____

= _____ (8)

Coûts annuels = (8) x (5)

= _____

= _____ $

Refroidissement des gains de chaleur interne
Feuille de travail 10-6
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 12 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

*Nombre de mois dont la température moyenne mensuelle est au-dessus de 18°C — (Environnnement Canada) (1)

Nombre d'appareils d'éclairage — (2)

Puissance d'entrée par appareil d'éclarage — W (3)

Chaleur dissipée = (2) x (3) x 3,6

= —

= — kJ/h (4)

Nombre d'occupants — (5)

Gain de chaleur sensible par occupant — kJ/h (table 5) (6)

Gain de chaleur latente par occupant — kJ/h (table 5) (7)

Gain de chaleur totale des occupants = (5) x [(6) + (7)]

= —

= — kJ/h (8)

Gain de chaleur des procédés 22 320 kJ/h (9)

Coefficients de durée:

fd (éclairage) — , fd (occupants) — , fd (proc) 1

Coefficients d'utilisation:

fu (éclairage) — , fu (occupants) — , fu (proc) 60

Total des coefficients de correction $\frac{fd \times fu}{60}$:

— (10) — (11) 1 (12)

Refroidissement des gains de chaleur interne

Feuille de travail 10-6
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 12 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Charge de refroidissement totale (Qt) = [(4) x (10)] + [(8) x (11)] + [(9) x (12)]

= 22 320 x 1

= 22 320 kJ/h (13)

Heures de service par mois 730 (h) (14)

Nombre de mois de service 12 (15)

(Pour les systèmes à refroidissement naturel par l'air extérieur utiliser les valeurs de (1) sinon utiliser le nombre réel de mois de service.)

Refroidissement annuel des gains de chaleur, ACi = $\frac{(13) \times (14) \times (15)}{1\,000}$

= $\frac{22\,320 \times 730 \times 12}{1\,000}$

= 195 523 MJ/yr (16)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (17)

Consommation énergétique/GJ refroidissement 80 (18)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(16) \times (17) \times (18)}{1\,000}$

= $\frac{195\,523 \times 0{,}05 \times 80}{1\,000}$

= 782 $ (19)

Période de service réduite — h (20)

Période de service initiale — h (21)

Écomomie = $\frac{(19) \times (20)}{(21)}$

= —

= 782 $/an

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 12 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Débit d'air (fa) 1 105 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 0,1 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{1\,105 \times 0,1}{750}$

$= 0,15$ kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

$= 0,15 \times 8\,760 \times 0,05$

$= 66$ $/an

Transmission thermique annuelle à travers un composant de l'enveloppe du bâtiment — Méthode de la température moyenne

Feuille de travail 10-8

(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 13 Date: 85/09/10

Endroit: COIN MODIQUE Par: MBE

*Nombre de mois durant lesquels
la température moyenne mensuelle est sous 18°C 10 (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= 7 300 h (2)

Différence moyenne de température à travers le composant 35-20=15°C (3)

Coefficient de transmission (U) 0,6 W/(m².°C)

Surface du composant (A) 15 000 m²

Flux thermique à travers le composant, Q = A x U x (3) x 3,6

= 15 000 x 0,6 x 15 x 3,6

= 486 000 kJ/h (4)

Ecoulement de chaleur annuel à travers le composant, $AH = \frac{(2) \times (4)}{1\,000}$

$= \frac{7\,300 \times 486\,000}{1\,000}$

= 3 547 800 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40 $/L (6)

Pouvoir calorifique de combustible par unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système de chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou la gaz, 1 pour l'électricité)
1 pour l'électricité

Coûts annuels $= \frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \frac{3\,547\,800 \times 0,40}{38,68 \times 0,75}$

= 48 918 $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 14 Date: 85/09/10

Endroit: COÛT MODIQUE Par: MBE

Débit d'air (fa) 11 980 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 0,049 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{11\,980 \times 0,049}{750}$

$= 0,783$ kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

$= 0,783 \times 8\,760 \times 0,05$

$= 343$ $/an

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 5 451 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -30 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 12 000 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 52 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 12 000 x (52) x 4,345

= 2 711 280 kJ/h

Heures de service par semaine 168 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 24 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{2\,711\,280 \times 5\,451 \times 24}{52 \times 1\,000}$

= 6 821 163 MJ (3)

Humidité ambiante 50 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 8 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 %

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84

= 12 000 x (8-1) x 10,84

= 910 560 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL $= \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$= \dfrac{910\,560 \times 5\,451 \times (24/2)}{52 \times 1\,000}$

$=$ 1 145 414 MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

$=$ 7 966 577 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT Nº 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \dfrac{7\,966\,577 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

$=$ 65 290 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine — h (10)

Heures de service initiales/semaine — h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$=$ —

$=$ — $/an

Chauffage de l'air extérieur
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-9
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle est sous 18°C (N) 11 (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= 11 x 730 = 8 030 h (2)

Hausse de température moyenne 5 °C (3)

Heures de service/semaine 168 h (4)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (4) x (1) x 4,345

= 8 050 h (5)

Débit d'air extérieur (fa) 12 000 L/s

Chauffage moyen, Q = fa x (3) x 4,345

= 12 000 x 5 x 4,345

= 260 700 kJ/h (6)

Écoulement de chaleur annuel, $AH = \frac{(6) \times (5)}{1\,000}$

$= \frac{260\,700 \times 8\,030}{1\,000}$

= 2 093 421 MJ (7)

Type de combustible MAZOUT Nº 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (8)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage 0,75 (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \frac{(7) \times (8)}{(9) \times (10)}$

$= \frac{2\,093\,421 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

= 17 156 $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 12 000 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 0,15 + 0,25 = 0,40 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{12\,000 \times 0,40}{750}$

= 6,4 kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 6,4 x 8 760 x 0,05

= 2 803 $/an

Coût énergétique de la pompe
Feuille de travail 10-4
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 1 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'eau (fw) 32 L/s

Pression totale de la pompe (P) 3,8 kPa

Puissance de la pompe, $Wp = \frac{fw \times P}{500}$

$= \frac{32 \times 3,8}{500}$

= 0,24 kW (1)

Temps de service réduit 11 x 730 = 8 030 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 0,24 x 8 030 x 0,05

= 96 $/an

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 2 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 4 225 (Table 2)

Température ambiante (T1) 20 °C

Température extérieure minimale (T2) - 18 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 950 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 38 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 950 x 38 x 4,345

= 156 855 kJ/h

Heures de service par semaine 168 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 24 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{156\,855 \times 4\,225 \times 24}{38 \times 1\,000}$

= 418 555 MJ (3)

Humidité ambiante — %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) — g/kg (figure 4)

Humidité extérieure — %

Coefficient d'humidité extérieure (H2) — g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84

= _____

= _____ kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 2 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL = $\frac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= _____

= — MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

= 418 555 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40 $/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel = $\frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

= $\frac{418\,555 \times 0,40}{38,68 \times 0,75}$

= 5 771 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine 6 x 7 = 42 h (6 jours à 7 h/jour) (10)

Heures de service initiales/semaine 168 h (11)

Économie annuelle = $\frac{(9) \times (10)}{(11)}$

= $\frac{5\,771 \times 42}{168}$

= 1 443 $/an

Chauffage de l'air extérieur
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-9
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle est sous 18°C (N) 9 (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= 9 x 730 = 6570 h (2)

Hausse de température moyenne 5 °C (3)

Heures de service/semaine 50 h (4)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (4) x (1) x 4,345

= 1 955 h (5)

Débit d'air extérieur (fa) 2 400 L/s

Chauffage moyen, Q = fa x (3) x 4,345

= 2 400 x 5 x 4,345

= 52 140 kJ/h (6)

Écoulement de chaleur annuel, $AH = \frac{(6) \times (5)}{1\,000}$

= $\frac{52\,140 \times 1\,955}{1\,000}$

= 101 934 MJ (7)

Type de combustible MAZOUT Nº 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (8)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage 0,75 (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel = $\frac{(7) \times (8)}{(9) \times (10)}$

= $\frac{101\,934 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

= 835 $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 4 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 2 400 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 1,5 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{2\,400 \times 1,5}{750}$

= 4,8 kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 4,8 x 8 760 x 0,05

= 2 102 $/an

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 5 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 15 000 L/s (SYSTÈME CENTRAL EXISTANT)

Pression totale du ventilateur (P) 1,12 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{15\,000 \times 1,12}{750}$

= 22,4 kW (1)

Temps de service réduit 108 x 52 = 5 616 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 22,4 x 5 616 x 0,05

= 6 290 $/an

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE N°5 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 13 000 L/s (SYSTÈME CENTRAL PROPOSÉ)

Pression totale du ventilateur (P) 1,12 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{13\,000 \times 1,12}{750}$

= 19,41 kW (1)

Temps de service réduit 60 x 52 = 3 120 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 19,41 x 3 120 x 0,05

= 3 028 $/an

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE N° 5 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 2 000 L/s (SYSTÈME LOCAL PROPOSÉ)

Pression totale du ventilateur (P) 0,56 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{2\,000 \times 0,56}{750}$

$= 1,49$ kW (1)

Temps de service réduit 14 x 52 = 728 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

$= 1,49 \times 728 \times 0,05$

$= 54$ $/an

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Degrés-jour sous 18°C (DDh) 4 538 (Table 2)

Température ambiante (T1) 22 °C

Température extérieure minimale (T2) -26 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 3 400 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 48 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 − T2) x 4,345

= 3 400 x 48 x 4,345

= 709 104 kJ/h

Heures de service par semaine 50 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 7,14 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{709\,104 \times 4\,538 \times 7,14}{48 \times 1\,000}$

= 478 665 MJ (3)

Humidité ambiante 35 %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) 5,8 g/kg (figure 4)

Humidité extérieure 60 % (HIVER)

Coefficient d'humidité extérieure (H2) 1 g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84 (PAR EXTRAPOLATION)

= 3 400 x (5,8 - 1) x 10,84

= 176 909 kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE NO 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, $AHL = \frac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$= \frac{176\,909 \times 4\,538 \times (7,14/2)}{48 \times 1\,000}$

$=$ 59 709 MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

= 538 374 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT NO 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \frac{538\,374 \times 0,26}{42,3 \times 0,75}$

$=$ 4 412 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine — h (10)

Heures de service initiales/semaine — h (11)

Économie annuelle $= \frac{(9) \times (10)}{(11)}$

$=$

$=$ — $/an

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Degrés-jours sous 18°C (DDh) 4 538 (Table 2)

Température du côté froid (T1) 22 °C

Température du côté chaud (T2) -26 °C

Coefficient de transmission des murs (Uw)) 0,5 W/(m².°C)

Coefficient de transmission des fenêtres (Ug) 3,3 W/(m².°C)

Coefficient de transmission du toit (Ur) 0,6 W/(m².°C)

Surface brute des murs 2 500 m² (1)

Surface des fenêtres (Ag) 600 m²

Surface nette des murs, Aw = (1) − Ag

= 1 900 m²

Surface de toit (Ar) 850 m²

Perte de chaleur de l'enveloppe = [(Aw x Uw) + (Ag x Ug) + (Ar x Ur)] x (T1-T2) x 3,6

= [(1 900 x 0,5) + (600 x 3,3) + (850 x 0,6)] x 48 x 3,6

= (950 + 1 980 + 510) x 48 x 3,6

= 594 432 kJ/h (2)

Taux d'infiltration (CH) 0,25 Renouvellements d'air/h (table 4)

Volume de la pièce (V) 6 100 m³

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Perte de chaleur par infiltration = $\frac{V \times CH}{3,6} \times (T1 - T2) \times 4,345$

= $\frac{(6\,100 \times 0,25) \times 48 \times 4,345}{3,6}$

= 88 348 kJ/h (3)

Perte de chaleur totale, Q = (2) + (3)

= 594 432 + 88 348 = 682 780 kJ/h

Ecoulement de chaleur annuel à travers les composants, AH = $\frac{Q \times DDh \times 18}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

= $\frac{682\,780 \times 4\,538 \times 18}{48 \times 1\,000}$

= 1 161 921 kJ (4)

Type de combustible MAZOUT N° 6

Coût unitaire du combustible 0,26 $/L (5)

Pouvoir calorifique de combustible par unité 42,3 MJ/L (ANNEXE C) (6)

Rendement du système de chauffage 0,75 (7)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(4)}{(6) \times (7)}$

= $\frac{1\,161\,921}{42,3 \times 0,75}$

= 36 625 (8)

Coûts annuels = (8) x (5)

= 36 625 x 0,26

= 9 523 $

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE N° 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 21 600 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 1,5 kPa

} SYSTÈME EXISTANT

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{21\,600 \times 1,5}{750}$

$= 43,2$ kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

$= 43,2 \times 8\,760 \times 0,05$

$= 18\,922$ $/an

Coût énergétique du ventilateur
Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 6 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 16 200 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 1,03 kPa

} système proposé

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{16\,200 \times 1,03}{750}$

= 22,2 kW (1)

Temps de service réduit 8 760 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 22,2 x 8 760 x 0,05

= 9 724 $/an

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE N° 11 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Degrés-jour sous ~~18°C~~ 0°C (DDh) 896 (Table 2)

Température ambiante (T1) 5 °C

Température extérieure minimale (T2) -27 °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) 5 500 L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) 32 °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 — T2) x 4,345

= 5 500 x 32 x 4,345

= 764 720 kJ/h

Heures de service par semaine 168 h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = 24 h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= $\frac{764\,720 \times 896 \times 24}{32 \times 1\,000}$

= 513 892 MJ (3)

Humidité ambiante — %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) — g/kg (figure 4)

Humidité extérieure — %

Coefficient d'humidité extérieure (H2) — g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84

=

= — kJ/h

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE Nº 11 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Chaleur d'humidification annuelle, AHL $= \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= _____

= _____ MJ (4)

Chaleur annuelle totale = (3) + (4)

= 513 892 MJ (5)

Type de combustible MAZOUT Nº 2

Coût unitaire du combustible 0,40/L (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité 38,68 MJ/L (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage 0,75 (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$= \dfrac{513\,892 \times 0,40}{38,68 \times 0,75}$

= 7 086 $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine 140 h (10)

Heures de service initiales/semaine 168 h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$= \dfrac{7\,086 \times 140}{168}$

= 5 905 $/an

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE Nº 11 Date: 85/09/10

Endroit: RÉNOVATION Par: MBE

Débit d'air (fa) 5 500 L/s

Pression totale du ventilateur (P) 0,35 kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

$= \frac{5\,500 \times 0,35}{750}$

= 2,57 kW (1)

Temps de service réduit 7 280 h/an (2)

Coût énergétique par unité 0,05 $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= 2,57 x 7 280 x 0,05

= 935 $/an

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail

Glossaire

Air saturé — Air renfermant la quantité maximale de vapeur d'eau à l'état gazeux à une pression et une température données.

Aspirateur — Appareil qui induit un débit secondaire de liquide ou d'air dans un appareil par jet de liquide ou d'air ultra-rapide à travers une buse.

Chaleur de fusion — Chaleur latente nécessaire pour le changement d'état d'une substance solide à liquide.

Chaleur de vaporisation — Chaleur latente nécessaire pour le changement d'état d'une substance liquide à gazeuse.

Chaleur latente — Quantité de chaleur nécessaire pour un changement d'état d'une substance solide à liquide ou liquide à gazeuse (vapeur).

Chaleur latente de vaporisation — Quantité de chaleur requise pour transformer un kilogramme d'eau bouillante en un kilogramme de vapeur à une pression constante.

Chaleur radiante — Chaleur transférée par radiation.

Chaleur sensible — Quantité de chaleur nécessaire pour le changement de température d'une substance sans changer l'état de celle-ci.

Charbon activé — Charbon poreux traité pouvant absorber les substances volatiles.

Coefficient d'humidité — Rapport du poids de la vapeur d'eau sur le poids unitaire de l'air sec.

Condensat — Liquide qui se forme par condensation de vapeur.

Condensation — Phénomène par lequel la vapeur est changée en liquide par extraction thermique.

Conditionnement de l'air — Procédé de traitement d'air qui règle simultanément la température, l'humidité, la pureté et la distribution de l'air pour satisfaire aux exigences de confort des occupants d'un milieu.

Conductibilité thermique — Taux de transfert de chaleur à travers la surface et l'épaisseur unitaires d'un matériau homogène dans des conditions constantes.

Convection — Transfert de chaleur provoqué par le mouvement d'un fluide.

Coup de bélier — Variations de pression rapides dans un tuyau ou un récipient sous pression causées par une variation soudaine de vitesse d'un fluide. Les coups de bélier peuvent être provoqués par une variation soudaine de la vitesse d'écoulement, l'éclatement de bulles de vapeur dans un liquide ou des poches de liquide dans un écoulement de vapeur à haute vitesse qui heurtent une restriction comme une vanne de régulation.

Degré-jour — Totalisation de la différence entre la température quotidienne moyenne du bulbe sec extérieur et une température de référence. Par exemple, dix degrés-jours de chauffage sous 18°C sont équivalents à une journée à 8°C ou dix jours à 17°C. Les degrés-jours s'appliquent au chauffage et au refroidissement.

Détente directe — Évaporation d'un réfrigérant liquide dans un serpentin de refroidissement.

Diagramme psychrométrique — Diagramme représentant graphiquement les propriétés d'un mélange air-eau-vapeur en fonction des températures du bulbe sec et humide, de l'humidité relative, du coefficient d'humidité, de la chaleur latente, de la chaleur sensible, de la chaleur totale et autres propriétés.

Échangeur de chaleur — Appareil qui transfère de la chaleur entre deux fluides physiquement séparés.

Économiseur — Système de régulation qui compare la température de l'air extérieur avec la température ambiante et assure automatiquement l'utilisation optimale de l'air extérieur pour le refroidissement naturel.

Exfiltration — Fuite d'air vers l'extérieur à travers l'enveloppe d'un bâtiment.

Filtre — Appareil à travers lequel on fait passer un fluide pour le débarrasser de ses particules solides.

Filtre à air — Appareil utilisé pour débarrasser l'air de ses impuretés.

Humidifier — Ajouter de la vapeur d'eau à l'air.

Inertie — Propriété qu'ont les corps de ne pouvoir d'eux-mêmes changer leur état de repos ou de mouvement.

Infiltration — Air extérieur pénétrant à travers l'enveloppe d'un bâtiment.

Liquide refroidi — Liquide (le plus souvent de l'eau) qui circule entre le système de refroidissement et les dispositifs de refroidissement terminaux.

Optimiseur — Appareil qui surveille les signaux de sortie d'un nombre de thermostats de zone et transmet le signal de la zone qui demande le plus de chauffage et de la zone qui demande le plus de refroidissement.

Pression dynamique — Pression provoquée par le choc d'un fluide en mouvement exercée dans la direction du débit.

Pression statique — Pression exercée à un angle de 90 degrés de la direction du débit dans un courant d'air.

Pression totale — Somme de la pression statique et de la pression dynamique.

Purge — Purge réglée de l'eau pressurisée.

Purge de la chaudière — Méthode d'extraction des solides en suspension ou dissouts dans l'eau de la chaudière.

Radiation — Transfert d'énergie sous forme de rayons lumineux à basse fréquence. L'énergie est transférée directement d'une surface émettrice à une surface réceptrice et peut être transmise à travers le vide.

Refroidissement gratuit — Refroidissement à l'aide d'air extérieur dont la température est égale ou inférieure à celle de l'air pulsé requis pour le refroidissement d'une pièce.

Refroidissement par évaporation — Effet de refroidissement par lequel l'eau absorbe sa chaleur latente de vaporisation durant l'évaporation.

Registre — Appareil qui règle le débit d'air d'un fluide.

Renouvellement de l'air — Méthode qui sert à déterminer les entrées et les sorties de débit d'air dans une pièce ou un bâtiment, souvent exprimées en volume d'air renouvelé par heure.

Stratification — Séparation d'un fluide en couches de température et de densité différentes.

Système de conditionnement d'air — Ensemble d'appareillage de traitement d'air qui règle simultanément la température, l'humidité, la pureté et la distribution de l'air pour satisfaire aux exigences de confort d'un milieu.

Température de saturation (d'un gaz) — Température à laquelle les pertes d'énergie thermique provoquent la condensation d'un gaz à l'état liquide à une pression donnée.

Température de saturation (d'un liquide) — Température à laquelle les gains d'énergie thermique entraînent l'évaporation d'un liquide à une température donnée.

Température d'équilibre — Température extérieure à laquelle les pertes de chaleur d'un bâtiment sont égales aux gains de chaleur interne.

Température du bulbe humide — Mesure de la température par un thermomètre dont le bulbe détecteur est couvert d'un ligne mouillé et est exposé à l'écoulement d'air en mouvement. La valeur est affectée par la teneur en humidité de l'air. Cette température est utilisée avec les diagrammes psychrométriques pout déterminer l'humidité relatif de l'air.

Température du bulbe sec — mesure de la température de l'air à l'aide d'une sonde sèche de manière à ce qu'elle ne soit pas affectée par la radiation et le refroidissement par évaporation.

Température mensuelle moyenne — Moyenne mensuelle des températures quotidiennes moyennes.

Température quotidienne moyenne — Température obtenue en divisant par deux la somme des températures minimale et maximale d'une journée.

Thermodynamique — Science qui étudie l'énergie thermique et ses transformations.

Thermostat — Appareil de régulation automatique qui réagit à la température et qui émet un signal de régulation aux appareils de chauffage ou de refroidissement.

Tirage — Flottabilité de l'air à une température supérieure et une densité inférieure à celles de l'air déplacé.

Tour de réfrigération — Appareil qui soutire l'énergie thermique d'un système à liquide et l'évacue à l'atmosphère.

Vapeur instantanée — Vapeur produite par de l'eau dont la température est supérieure à la température de saturation, pour une pression donnée.

Vapeur saturée — Vapeur à la *température de saturation* pour une pression donnée.

Ventilation — Procédé selon lequel de l'air est alimenté dans une pièce ou en est extrait par des moyens naturels ou mécaniques.

Zone intérieure — Espace d'un bâtiment non adjacent à des murs extérieurs et qui est complètement entouré par un milieu conditionné.

Zone périmétrique — Espace d'un bâtiment adjacent aux murs extérieurs.

COEFFICIENTS DE TRANSMISSION THERMIQUE TYPES
TABLE 1

Composant	U [W/(m²·°C)]
Mur à ossature de bois, non isolé	1,1
Mur à ossature de bois avec matelas isolant de 90 mm	0,5
Mur à ossature de bois avec matelas isolant de 150 mm	0,3
Mur creux de maçonnerie avec 50 mm de mousse de polystyrène	0,5
Mur creux de maçonnerie avec 100 mm de mousse de polystyrène	0,3
Toit multicouche avec isolant en fibre de verre rigide de 50 mm sur toit plat en béton	0,6
Vitre simple	6,2
Vitre double isolante	3,3
Vitre triple isolante	2,2

DEGRÉS-JOURS POUR DIVERS ENDROITS
TABLE 2

(Moyennes compilées par Environnement Canada de 1951 à 1980
basées sur des températures quotidiennes moyennes.)

Ville	Degrés-jours annuels sous 18°C	Degrés-jours annuels sous 0°C	Degrés-jours annuels au-dessus de 18°C
Vancouver, (C.-B.)	3031	41	36
Whitehourse, (YUKON)	6988	2171	6
Yellowknife, (T.N.O.)	8530	3698	28
Edmonton, (ALB.)	5990	1693	31
Saskatoon, (SASK.)	6063	1971	111
Winnipeg, (MAN.)	5923	1940	178
Sudbury, (ONT.)	5451	1418	123
Toronto, (ONT.)	4144	634	347
Windsor, (ONT.)	3622	445	391
Montréal, (QUÉBEC)	4538	957	251
Québec, (QUÉBEC)	5165	1198	123
Bagotville, (QUÉBEC)	5805	1603	93
Frédéricton, (N.-B.)	4740	896	143
Halifax, (N.-É.)	4425	604	88
Charlottetown, (Î.P.E.)	4689	738	89
St. Jean, (T.-N.)	4824	473	29

TAUX DE GAINS DE CHALEUR ESTIVALE MAXIMALE TYPES
(kJ/h·m^2)

TABLE 3

(Compilés à l'aide de données ASHRAE)

	Ville (Latitude)			
Composant du batiment	**Windsor Ont. (42°)**	**Saint-Jean N.-B. (45°)**	**Vancouver C.-B. (49°)**	**Edmonton Alb. (54°)**
Toit plat (U = 0,6): (18 h)	38	26	25	29
Mur creux de maçonnerie (U = 0,5):				
• Sud (18 h)	21	14	16	20
• Ouest (20 h)	19	10	10	13
• Nord (20 h)	9	1	1	2
• Est (13 h)	12	3	3	6
Vitre double non teintée (U = 3,3):				
• Sud (13 h)	351	420	490	534
• Ouest (16 h)	1517	1585	1572	1653
• Nord (18 h)	175	180	173	181
• Est (10 h)	190	303	301	316

TAUX D'INFILTRATIONS TYPES
TABLE 4

Exposition de la pièce	Infiltration en revouvellements d'air par heure
Un mur extérieur, sans fenêtre ou avec fenêtres doubles étanches	0,25
Un mur extérieur avec fenêtres ouvrables munies de coupe-froid	0,5
Un mur extérieur avec portes extérieures et fenêtres non munies de coupe-froid	1,0
Deux murs extérieurs avec fenêtres à carreaux doubles étanches	0,5
Deux murs extérieurs avec portes extérieures et fenêtres ouvrables non munies de coupe-froid	0,7
Deux murs extérieurs avec portes externeures et fenêtres ouvrables non munies de coupe-froid ou portes extérieures	1,5
Halls d'entrée	2,0 (+)

REMARQUE: Le volume de la pièce à laquelle s'appliquent ces taux doit être basé sur une profondeur ne dépassant pas 5 mètres à partir du mur extérieur. Si la profondeur est supérieure à cette valeur, il faut calculer l'infiltration pour les 5 premiers mètres de profondeur seulement.

TAUX DE GAINS DE CHALEUR PROVENANT DES OCCUPANTS DES MILIEUX À CLIMATISER

TABLE 5

Degré d'activité	Application type	Chaleur Sensible kJ/h	Chaleur Latente kJ/h
Assis, au repos	Théâtre, cinéma	220	150
Assis, tâche légère, écrire	Bureaux, hôtels, appartements	240	200
Assis, manger	Restaurant	270	340
Assis, tâche légère, dactylographier	Bureaux, hôtels, appartements	270	270
Debout, tâche légère ou marche lente	Magasin, banque	330	340
Travail léger à l'établi	Usine	360	460
Marche, travail léger sur machine	Usine	360	730
Jeu de quilles	Salle de quilles	360	650
Danse modérée	Salle de danse	430	920
Travail fatigant, travail sur machine lourde lever du matérial	Usine	600	1090
Travail fatigant, athlétisme	Gymnase	670	1230

CHARACTERISTIQUES DES FILTRES COURANTS

TABLE 6

Type de filtre	Dépoussiérage par poids ASHRAE %	Rendement de dépoussiérage ASHRAE %	Rendement 282 DOP MIL-STD %	Vitesse à la face m/s	Chute de pression moyenne Pa
Filtres à imprégnation visqueuse de 25-45 mm d'épais	50-75	5-15	—	1-4	25-125
Filtres à poches à efficacité moyen	70-95	15-90	0-55	1-3,8	25-125
Filtres à poches à haute efficacité	—	90-98	75-90	1-3,8	125-250
Filtres à surface déployée à très haute efficacité (HEPA)	—	—	95-99,999	1,3	125-250
Filtres à air électronique	—	90	—	1,5-2,5	35-65

GAMME DES VITESSES DE CAPTAGE
TABLE 7

Condition de dispersion du contaminant	Exemples	Vitesse de captage pi/min	Vitesse de captage m/s
Dégagement sans vitesse dans l'air stagnant	Evaporation d'un réservoir, dégraissage, placage.	50 à 100	0,25 à 0,5
Dégagement à faible vitesse dans de l'air moyennement stagnant	Remplissage de contenants, transfert de convoyeurs à faible vitesse, soudage.	100 à 200	0,5 à 10,0
Génération active dans une zone à mouvement d'air rapide	Remplissage de barils, chargement de convoyeurs par chute, concassage, centrifugation froide.	200 à 500	1,0 à 2,5
Dégagement à haute vitesse dans une zone à mouvement d'air très rapide	Meulage, Décapage abrasif, dessablage au tonneau, centrifugation chaude.	500 à 2000	2,5 à 10,0

Gamme inférieure	Gamme supérieure
1. Courants d'air ambiants ou contaminants faciles à capter.	1. Courants d'air nuisibles.
2. Contaminants peu toxiques ou nuisibles.	2. Contaminants très toxiques.
3. Faible production intermittente.	3. Haute production, grande utilisation.
4. Grande hotte — grande masse d'air en mouvement.	4. Petite hotte — contrôle local seulement.

CONVERSIONS COURANTES

1 baril (35 gal imp.) (42 gal U.S.)	= 159,1 litres	1 kilowatt-heure	= 3600 kilojoules
1 gallon (imp.)	= 1,20094 gallon (U.S.)	1 Newton	= 1 Kg-m/s^2
1 cheval vapeur (chaudière)	= 9809,6 watts	1 thermie	= 10^5 Btu
1 cheval vapeur	= 2545 Btu/heure	1 tonne (réfrigérant)	= 12002,84 Btu/heure
1 cheval vapeur	= 0,746 kilowatts	1 tonne (réfrigérant)	= 3516,8 watts
1 joule	= 1 N-m	1 watt	= 1 joule/seconde
Kelvin	= (°C + 273,15)	degré Rankine	= (°F + 459,67)

Cubes		Carrés	
1 v^3	= 27 pi^3	1 v^2	= 9 pi^2
1 pi^3	= 1728 po^3	1 pi^2	= 144 po^2
1 cm^3	= 1000 mm^3	1 cm^2	= 100 mm^2
1 m^3	= 10^6 cm^3	1 m^2	= 10000 cm^2
1 m^3	= 1000 L		

PRÉFIXES SI

Préfixe	Symbole	Valeur numérique	Exposant
téra	T	1 000 000 000 000	10^{12}
giga	G	1 000 000 000	10^9
méga	M	1 000 000	10^6
kilo	k	1 000	10^3
hecto	h	100	10^2
déca	da	10	10^1
déci	d	0,1	10^{-1}
centi	c	0,01	10^{-2}
milli	m	0,001	10^{-3}
micro	u	0,000 001	10^{-6}
nano	n	0,000 000 001	10^{-9}
pico	p	0,000 000 000 001	10^{-12}

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS MÉTRIQUES EN UNITÉS IMPÉRIALES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/centimètre carré	A/cm^2	ampère/pouce carré	A/po^2	6,452
degré Celsius	°C	degré Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimètre	cm	pouce	po	0,3937
centimètre cube	cm^3	pouce cube	po^3	0,06102
mètre cube	m^3	pied cube	pi^3	35,314
gramme	g	once	oz	0,03527
gramme	g	livre	lb	0,0022
gramme/litre	g/L	livre/pied cube	lb/pi^3	0,06243
joule	J	Btu	Btu	$9{,}480 \times 10^{-4}$
joule	J	pied-livre	pi-lb	0,7376
joule	J	cheval vapeur-heure	cv-h	$3{,}73 \times 10^{-7}$
joule/mètre, (Newton)	J/m, N	livre	lb	0,2248
kilogramme	kg	livre	lb	2,205
kilogramme	kg	tonne (longue)	tonne	$9{,}842 \times 10^{-4}$
kilogramme	kg	tonne (courte)	tn	$1{,}102 \times 10^{-3}$
kilomètre	km	mille	mille	0,6214
kilopascal	kPa	atmosphère	atm	$9{,}87 \times 10^{-3}$
kilopascal	kPa	pouce de mercure (32°F)	po de Hg	0,2953
kilopascal	kPa	pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	4,0147
kilopascal	kPa	livre/pouce carré	lb/po^2	0,1450
kilowatt	kW	pied-livre/seconde	pi-lb/s	737,6
kilowatt	kW	cheval vapeur	cv	1,341
kilowatt-heure	kWh	Btu	Btu	3413
litre	L	pied cube	pi^3	0,03531
litre	L	gallon (imp.)	gal (imp.)	0,21998
litre	L	gallon (U.S.)	gal (U.S.)	0,2642
litre/seconde	L/s	pied cube/minute	pi^3/min	2,1186
lumen/mètre carré	lm/m^2	lumen par pied carré	lm/pi^2	0,09290
lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	pied bougie	pi-b	0,09290
mètre	m	pied	pi	3,281
mètre	m	verge	yd	1,09361
partie par million	ppm	grain/gallon (imp.)	gr/gal (imp.)	0,07
partie par million	ppm	grain/gallon (U.S.)	gr/gal (U.S.)	0,05842
perméance (métrique)	PERM	perméance (imp.)	perm	0,01748
centimètre carré	cm^2	pouce carré	po^2	0,1550
mètre carré	m^2	pied carré	pi^2	10,764
mètre carré	m^2	verge carré	v^2	1,196
tonne (métrique)	t	livre	lb	2204,6
watt	W	Btu/heure	Btu/h	3,413
watt	W	lumen	lm	668,45

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/po^2	A/po^2	ampère/cm^2	A/cm^2	0,1550
atmosphère	atm	kilopascal	kPa	101,325
British Thermal Unit	Btu	joule	J	1054,8
Btu	Btu	kilogramme-mètre	kg-m	107,56
Btu	Btu	kilowatt-heure	kWh	$2{,}928 \times 10^{-4}$
Btu/heure	Btu/h	watt	W	0,2931
calorie, gramme	cal ou	g-cal joule	J	4,186
chaîne	chaîne	mètre	m	20,11684
pied cube	pi^3	mètre cube	m^3	0,02832
pied cube	pi^3	litre	L	28,32
pied cube/minute	pi^3/m	litre/seconde	L/s	0,47195
cycle/seconde	c/s	Hertz	Hz	1,00
degré Fahrenheit	°F	degré Celsius	°C	(°F-32)/1,8
pied	pi	mètre	m	0,3048
pied bougie	pi-b	lux, lumen/ mètre carré	lx, lm/m^2	10,764
pied lambert	pi-L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,42626
pied-livre	pi-lb	joule	J	1,356
pied-livre	pi-lb	kilogramme-mètre	kg-m	0,1383
pied livre/seconde	pi-lb/s	kilowatt	kW	$1{,}356 \times 10^{-3}$
gallon (imp.)	gal (imp.)	litre	L	4,546
gallon (U.S.)	gal (U.S.)	litre	L	3,785
grain/gallon (imp.)	gr/gal(imp.)	partie par million	ppm	14,286
grain/gallon (U.S.)	gr/gal(U.S.)	partie par million	ppm	17,118
cheval vapeur	cv	watt	W	745,7
cheval vapeur-heure	cv-h	joule	J	$2{,}684 \times 10^6$
pouce	po	centimètre	cm	2,540
pouce de mercure (32°F)	po de Hg	kilopascal	kPa	3,386
pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	kilopascal	kPa	0,2491

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES (CONT.)

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
lambert	L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,183
lumen/pied carré	lm/pi^2	lumen/mètre carré	lm/m^2	10,76
lumen	lm	watt	W	0,001496
mile	mille	kilomètre	km	1,6093
once	oz	gramme	g	28,35
perm (0°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,721 \times 10^{-11}$
perm (23°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,745 \times 10^{-11}$
perm-pouce (0°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4532 \times 10^{-12}$
perm-pouce (23°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4593 \times 10^{-12}$
chopine (imp.)	chopine	litre	L	0,56826
livre	lb	gramme	g	453,5924
livre	lb	joule/mètre (Newton)	J/m N	4,448
livre	lb	kilogramme	kg	0,4536
livre	lb	tonne (métrique)	t	$4,536 \times 10^{-4}$
livre/pied cube	lb/pi^3	gramme/litre	g/L	16,02
livre/pouce carré	lb/po^2	kilopascal	kPa	6,89476
pinte	pinte	litre	L	1,1365
slug	slug	kilogramme	kg	14,5939
pied carré	pi^2	mètre carré	m^2	0,09290
pouce carré	po^2	centimètre carré	cm^2	6,452
verge carré	v^2	mètre carré	m^2	0,83613
tonne (longue)	ton	kilogramme	kg	1016
tonne (courte)	tn	kilogramme	kg	907,185
verge	v	mètre	m	0,9144

* "L" tel qu'utilisé dans l'éclairement.

Les valeurs typiques qui suivent peuvent servir de facteurs de conversion quand les données réelles manquent. Les équivalents en MJ et en BTU correspondent à la chaleur de combustion. Les chiffres applicables aux hydrocarbures correspondent à la valeur calorifique la plus élevée (poids humide). Certains produits sont de toute évidence des matières premières, mais ont été inclus au tableau pour le rendre plus complet et pour servir de référence. Les facteurs de conversion pour le charbon sont approximatifs puisque la valeur calorifique de ce produit varie selon la mine d'où il a été extrait.

TYPE D'ÉNERGIE	MÉTRIQUE	IMPÉRIAL
CHARBON		
— métallurgique	29 000 mégajoules/tonne	$25{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
— anthracite	30 000 mégajoules/tonne	25.8×10^6 BTU/tonne
— bitumineux	32 100 mégajoules/tonne	$27{,}6 \times 10^6$ BTU/tonne
— sous-bitumineux	22 100 mégajoules/tonne	$19{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
— lignite	16 700 mégajoules/tonne	$14{,}4 \times 10^6$ BTU/tonne
COKE		
— métallurgique	30 200 mégajoules/tonne	$26{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
— pétrolier		
— brut	23 300 mégajoules/tonne	$20{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
— calciné	32 600 mégajoules/tonne	$28{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
POIX	37 200 mégajoules/tonne	$32{,}0 \times 10^6$ BTU/tonne
PÉTROLE BRUT	38,5 mégajoules/litre	$5{,}8 \times 10^6$ BTU/baril
MAZOUT N° 2	38,68 mégajoules/litre	$5{,}88 \times 10^6$ BTU/baril $0{,}168 \times 10^6$ BTU/GI
PÉTROLE N° 4	40,1 mégajoules/litre	$6{,}04 \times 10^6$ BTU/baril $0{,}173 \times 10^6$ BTU/GI
PÉTROLE N° 6 (MAZOUT LOURD C)		
— 2,5% soufre	42,3 mégajoules/litre	$6{,}38 \times 10^6$ BTU/baril 0.182×10^6 BTU/GI
— 1,0% soufre	40,5 mégajoules/litre	$6{,}11 \times 10^6$ BTU/baril $0{,}174 \times 10^6$ BTU/GI
— 0,5% soufre	40,2 mégajoules/litre	$6{,}05 \times 10^6$ BTU/baril $0{,}173 \times 10^6$ BTU/GI
KÉROSÈNE	37,68 mégajoules/litre	$0{,}167 \times 10^6$ BTU/GI
DIESEL	38,68 mégajoules/litre	$0{,}172 \times 10^6$ BTU/GI
GAZOLINE	36,2 mégajoules/litre	$0{,}156 \times 10^6$ BTU/GI
GAZ NATUREL	37,2 mégajoules/m^3	$1{,}00 \times 10^6$ BTU/M pi^3
PROPANE	50,3 mégajoules/kg 26,6 mégajoules/litre	$0{,}02165 \times 10^6$ BTU/lb $0{,}1145 \times 10^6$ BTU/GI
ÉLECTRICITÉ	3,6 mégajoules/kWh	$0{,}003413 \times 10^6$ BTU/kWh

Chauffage de l'air extérieur

Feuille de travail 10-1
(page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Degrés-jour sous 18°C (DDh) _____ (Table 2)

Température ambiante (T1) _____ °C

Température extérieure minimale (T2) _____ °C (CNB)

Débit d'air extrérieur (fa) _____ L/s

Différence de température maximale (T1 − T2) _____ °C

Chauffage sensible maximal, Qs = fa x (T1 − T2) x 4,345

= _____

= _____ kJ/h

Heures de service par semaine _____ h (1)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(1)}{7}$ = _____ h (2)

Chauffage sensible annuel AHs = $\frac{Qs \times DDh \times (2)}{(T1-T2) \times 1\,000}$

= _____

= _____ MJ (3)

Humidité ambiante _____ %

Coefficient d'humitité ambiante (H1) _____ g/kg (figure 4)

Humidité extérieure _____ %

Coefficient d'humidité extérieure (H2) _____ g/kg (figure 4)

Chaleur d'humidification maximale, QL = fa x (H1−H2) x 10,84

= _____

= _____ kJ/h

Chauffage de l'air extérieur
Feuille de travail 10-1
(page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Chaleur d'humidification annuelle, AHL $= \dfrac{QL \times DDh \times \frac{(2)}{2}}{(T1-T2) \times 1\,000}$

$=$ _____

$=$ _____ MJ (4)

Chaleur annuelle totale $=$ (3) + (4)

$=$ _____ MJ (5)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (6)

Pouvoir calorifique du combustible/unité _____ (ANNEXE C) (7)

Rendement du système chauffage _____ (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \dfrac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

$=$ _____

$=$ _____ $ (9)

Diminution des heures d'opération/semaine _____ h (10)

Heures de service initiales/semaine _____ h (11)

Économie annuelle $= \dfrac{(9) \times (10)}{(11)}$

$=$ _____

$=$ _____ $/an

Taux d'admission d'air extérieur

Feuille de travail 10-2
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Température de l'air de retour (T1) _____ °C

Température de l'air extérieur (T2) _____ °C

Température de l'air mélangé (T3) _____ °C

Débit de l'air mélangé (fm) _____ L/s

$$\text{Taux d'admission d'air extérieur, fa} = \frac{fm \times (T1 - T3)}{T1 - T2}$$

= _____

= _____ L/s

Coût énergétique du ventilateur

Feuille de travail 10-3
(page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit d'air (fa) _____ L/s

Pression totale du ventilateur (P) _____ kPa

Puissance du ventilateur, $Wf = \frac{fa \times P}{750}$

= _____

= _____ kW (1)

Temps de service réduit _____ h/an (2)

Coût énergétique par unité _____ $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= _____

= _____ $/an

Coût énergétique de la pompe
Feuille de travail 10-4
(page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit d'eau (fw) _____ L/s

Pression totale de la pompe (P) _____ kPa

Puissance de la pompe, $Wp = \frac{fw \times P}{500}$

= _____

= _____ kW (1)

Temps de service réduit _____ h/an (2)

Coût énergétique par unité _____ $/kWh (3)

Économie = (1) x (2) x (3)

= _____

= _____ $/an

Refroidissement de l'air extérieur — méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-5
(page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Degreés-jours au-dessus de 18°C (DDc) _____ (table 2) (1)

Conditions extérieurs

Température du bulbe sec (T1) _____ °C (CNB)

Température du bulbe humide _____ °C (CNB)

Coefficient d'humidité (H1) _____ g/kg (figure 4)

Conditions ambiantes

Température de bulbe sec (T2) _____ °C

Humidité relative _____ %

Coefficient d'humidité (H2) _____ g/kg (figure 4)

Débit d'air extérieur (fa) _____ L/s

Charge de refroidissement sensible, Qs = fa x (T1 − T2) x 4,345

= _____

= _____ kJ/h (2)

Charge de refroidissement latente, QL = fa x (H1 − H2) x 10,84

= _____

= _____ kJ/h (3)

Charge de refroidissement totale = (2) + (3) = _____ kJ/h (4)

Refroidissement de l'air extérieur — méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-5
(page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Heures de service par semaine _____ h (5)

Moyenne d'heures de service par jour = $\frac{(5)}{7}$

= _____ h (6)

Charge de refroidissement annuelle, AC = $\frac{(4) \times (1) \times (6)}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

= _____

= _____ MJ (7)

Coût énergétique par unité _____ $/kWh (8)

Consommation énergétique/GJ refroidissement _____ kWh/GJ (9)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(7) \times (8) \times (9)}{1\,000}$

= _____

= _____ $ (10)

Heures de service initiales/semaine _____ h (11)

Heures de service initiales/semaine _____ h (12)

Économie = $\frac{(10) \times (11)}{(12)}$

= _____

= _____ $/an

Refroidissement des gains de chaleur interne
Feuille de travail 10-6
(page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

*Nombre de mois dont la température
moyenne mensuelle est au-dessus de 18°C _____ (Environnnement Canada) (1)

Nombre d'appareils d'éclairage _____ (2)

Puissance d'entrée par appareil d'éclarage _____ W (3)

Chaleur dissipée = (2) x (3) x 3,6

= _____

= _____ kJ/h (4)

Nombre d'occupants _____ (5)

Gain de chaleur sensible par occupant _____ kJ/h (table 5) (6)

Gain de chaleur latente par occupant _____ kJ/h (table 5) (7)

Gain de chaleur totale des occupants = (5) x [(6) + (7)]

= _____

= _____ kJ/h (8)

Gain de chaleur des procédés _____ kJ/h (9)

Coefficients de durée:

fd (éclairage) _____ , fd (occupants) _____ , fd (proc) _____

Coefficients d'utilisation:

fu (éclairage) _____ , fu (occupants) _____ , fu (proc) _____

Total des coefficients de correction $\frac{\text{fd x fu}}{60}$:

_____ (10) _____ (11) _____ (12)

Refroidissement des gains de chaleur interne

Feuille de travail 10-6
(page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Charge de refroidissement totale (Qt) = [(4) x (10)] + [(8) x (11)] + [(9) x (12)]

= _____

= _____ kJ/h (13)

Heures de service par mois _____ (h) (14)

Nombre de mois de service _____ (15)

(Pour les systèmes à refroidissement naturel par l'air extérieur utiliser les valeurs de (1) sinon utiliser le nombre réel de mois de service.)

Refroidissement annuel des gains de chaleur, ACi = $\frac{(13) \times (14) \times (15)}{1\,000}$

= _____

= _____ MJ/an (16)

Coût énergétique par unité _____ $/kWh (17)

Consommation énergétique/GJ refroidissement _____ kWh/GJ (18)
(Si inconnue, utiliser 80 kWh/GJ)

Coût annuel = $\frac{(16) \times (17) \times (18)}{1\,000}$

= _____

= _____ $ (19)

Période de service réduite _____ h (20)

Période de service initiale _____ h (21)

Écomomie = $\frac{(19) \times (20)}{(21)}$

= _____

= _____ $/an

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Degrés-jours sous 18°C (DDh) _____ (Table 2)

Température du côté froid (T1) _____ °C

Température du côté chaud (T2) _____ °C

Coefficient de transmission des murs (Uw)) _____ W/(m^2.°C)

Coefficient de transmission des fenêtres (Ug) _____ W/(m^2.°C)

Coefficient de transmission du toit (Ur) _____ W/(m^2.°C)

Surface brute des murs _____ m^2 (1)

Surface des fenêtres (Ag) _____ m^2

Surface nette des murs, Aw = (1) − Ag

= _____ m^2

Surface de toit (Ar) _____ m^2

Perte de chaleur de l'enveloppe = [(Aw x Uw) + (Ag x Ug) + (Ar x Ur)] x (T1-T2) x 3,6

= _____

= _____

= _____ kJ/h (2)

Taux d'infiltration (CH) _____ Renouvellements d'air/h (table 4)

Volume de la pièce (V) _____ m^3

Transmission thermique annuelle à travers l'enveloppe d'un bâtiment
Méthode des degrés-jours
Feuille de travail 10-7
(page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Perte de chaleur par infiltration = $\frac{V \times CH}{3,6} \times (T1 - T2) \times 4,345$

= _____

= _____ kJ/h (3)

Perte de chaleur totale, Q = (2) + (3)

= _____ kJ/h

Ecoulement de chaleur annuel à travers les composants, AH = $\frac{Q \times DDh \times 18}{(T1 - T2) \times 1\,000}$

= _____

= _____ kJ (4)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (5)

Pouvoir calorifique de combustible par unité _____ (ANNEXE C) (6)

Rendement du système de chauffage _____ (7)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(4)}{(6) \times (7)}$

= _____

= _____ (8)

Coûts annuels = (8) x (5)

= _____

= _____ $

Transmission thermique annuelle à travers un composant de l'enveloppe du bâtiment — Méthode de la température moyenne

Feuille de travail 10-8
(page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

*Nombre de mois durant lesquels
la température moyenne mensuelle est sous 18°C _____ (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= _____ h (2)

Différence moyenne de température à travers le composant _____ °C (3)

Coefficient de transmission (U) _____ W/(m^2·°C)

Surface du composant (A) _____ m^2

Flux thermique à travers le composant, Q = A x U x (3) x 3,6

= _____

= _____ kJ/h (4)

Ecoulement de chaleur annuel à travers le composant, $AH = \frac{(2) \times (4)}{1\,000}$

= _____

= _____ MJ (5)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (6)

Pouvoir calorifique de combustible par unité _____ (ANNEXE C) (7)

Rendement du système de chauffage _____ (8)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou la gaz, 1 pour l'électricité)
1 pour l'électricité

Coûts annuels $= \frac{(5) \times (6)}{(7) \times (8)}$

= _____

= _____ $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Chauffage de l'air extérieur
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-9
(page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle est sous 18°C (N) _____ (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= _____ h (2)

Hausse de température moyenne _____ °C (3)

Heures de service/semaine _____ h (4)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (4) x (1) x 4,345

= _____ h (5)

Débit d'air extérieur (fa) _____ L/s

Chauffage moyen, Q = fa x (3) x 4,345

= _____

= _____ kJ/h (6)

Écoulement de chaleur annuel, $AH = \frac{(6) \times (5)}{1\,000}$

= _____

= _____ MJ (7)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (8)

Pouvoir calorifique du combustible/unité _____ (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage _____ (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité)

Coût annuel $= \frac{(7) \times (8)}{(9) \times (10)}$

= _____

= _____ $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Rechauffage de l'air d'alimentation
Méthode de la température moyenne
Feuille de travail 10-10
(page 1 of 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

*Nombre de mois durant lesquels la température moyenne mensuelle et sous 18°C _____ (Environnement Canada) (1)

Nombre d'heures de la saison de chauffage = (1) x 730

= _____ h (2)

Valeur originale de la température de l'air d'alimentation (T1) _____ °C

Nouvelle valeur moyenne de la température de l'air d'alimentation (T2) _____ °C

Heures de service/semaine _____ (3)

Heures de service pendant la saison de chauffage = (3) x (1) x 4,33

= _____ h (4)

Débit d'air d'alimentation (fa) _____ L/s

Réduction moyenne du réchauffage, Q = fa x (T2−T1) x 4,345

= _____

= _____ kJ/h (5)

Économies annuelles réalisées sur le réchauffage annuel = $\frac{(4) \times (5)}{1\,000}$

= _____

= _____ MJ (6)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (7)

Pouvoir calorifique du combustible _____ (ANNEXE C) (8)

Rendement du système de chauffage _____ (9)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Économies annuelles de combustible = $\frac{(6) \times (7)}{(8) \times (9)}$

= _____

= _____ $

Excès de chaleur transmise par un corps de chauffe terminal
Feuille de travail 10-11
(page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Température d'alimentation de l'eau de chauffage _____ °C (1)

Température de sortie de l'eau
de chauffage avec ventilateur en marche (T2) _____ °C (2)

Température moyenne de l'eau de chauffage, $Ta = \frac{(T1 + T2)}{2}$

= _____

= _____ °C

Puissance de sortie nominale selon
le fabricant à la température de l'eau Ta (Qr) _____ kJ/h

Calcul du débit d'eau de chauffage, $Qr = fw \times (T1 - T2) \times 15\,000$

Ainsi, $fw = \frac{Qr}{(T1-T2) \times 15\,000}$

= _____

= _____ L/s (3)

Température de sortie de l'eau
de chauffage avec ventilateur arrêté _____ °C (4)

Calcul de la quantité de chaleur émise lorsque
le ventilateur est arrête, $Q = (3) \times [(1)-(4)] \times 15\,000$

= _____

= _____ kJ/h (5)

*Nombre de mois durant lesquels la
température moyenne est au-dessus de 18°C _____ (Environnement Canada) (6)

Excès de chaleur transmise par un corps de chauffé terminal
Feuille de travail 10-11
(page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Nombre d'heures durant lesquelles
il y a excès de chaleur transmise = (6) x 730

= _____

= _____ h (7)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (8)

Pouvoir calorifique du combustible par unité _____ (ANNEXE C) (9)

Rendement du système de chauffage _____ (10)
(Si inconnu, utiliser 0,75 pour le mazout ou le gaz, 1 pour l'électricité.)

Consommation annuelle de combustible = $\frac{(5) \times (7)}{(9) \times (10) \times 1\,000}$

= _____

= _____ (11)

Économies réalisées sur
le coût annuelle de combustible = (11) x (8)

= _____

= _____ $

*On peut obtenir ces valeurs à partir des données météorologiques d'Environnement Canada.

Réduction des pertes de chaleur du bâtiment en abaissant la température ambiante

Feuille de travail 10-12
(page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Degrés-jours sous 18°C (DDh) _____ (table 2) (1)

Nombre de mois durant lesquels la température moyenne est sous 18°C _____ (Environnement Canada) (2)

Nombre de jours de la saison de chauffage = (2) x 30,4

= _____

= _____ (3)

Type de combustible _____

Coût unitaire du combustible _____ (4)

Consommation de combustible annuelle enregistrée _____ (5)

Consommation de combustible annuelle par degré jour = $\frac{(5)}{(1)}$

= _____

= _____ (6)

Température ambiante initiale (T1) _____ °C

Température ambiante réduite (T2) _____ °C

Heures par jour à la température réduite _____ h (7)

Réduction de chauffage en degrés-jours = $\frac{(3) \times (T1-T2) \times (7)}{24}$

= _____

= _____ degrés-jours (8)

Économies annuelles de combustible = (6) x (8) x (4)

= _____

= _____ $